

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE DE UM CIRCUITO DE TERMOSSIFÃO BIFÁSICO**

**Dissertação submetida à**  
**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**  
**para a obtenção do grau de**  
**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANDRE ROBERTO NISGOSKI**

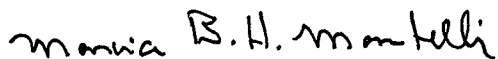
**Florianópolis, junho de 2002**

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DE UM CIRCUITO DE TERMOSSIFÃO BIFÁSICO

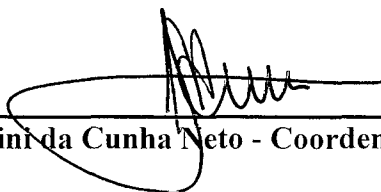
ANDRE ROBERTO NISGOSKI

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de  
MESTRE EM ENGENHARIA  
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA  
Sendo aprovada em sua forma final.



---

Prof.<sup>a</sup> Marcia B. H. Mantelli - Orientadora



---

Prof.<sup>o</sup> José A. Bellini da Cunha Neto - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA



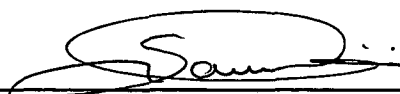
---

Prof.<sup>o</sup> Sergio Colle - Presidente



---

Prof.<sup>o</sup> Júlio César Passos



---

Prof.<sup>o</sup> Saulo Güths



*"O que sabemos é uma gota, o que ignoramos é um oceano".*

*Sir Isaac Newton (1643-1727)*

*Este trabalho é dedicado aos meus super-pais,  
Luiz Carlos e Helena,  
por tamanho apoio e compreensão nos momentos mais difíceis de minha vida,  
quando sempre estiveram presentes e de todos os meios me incentivaram  
e jamais desistiram de crer em minha capacidade.  
Luiz Carlos, exemplo vivo de responsabilidade e dignidade humana,  
vejo nele minha fonte de inspiração eterna.  
Helena, mãe amada e inigualável em sua constante preocupação pelo melhor de seus filhos,  
fonte inesgotável de amor e carinho.  
Aos meus irmãos,  
Robson e Luiz Fernando,  
que sempre me apoiaram e jamais deixaram de me incentivar em meu caminho de estudos,  
e por suas incríveis atitudes de amizade e companheirismo.  
A minha sempre amada,  
Andressa,  
que de alguma forma mudou minha vida, por sua compreensão e  
amparo nos momentos onde tudo parecia estar perdido.*

*A DEUS,  
pelo dom da vida.*

## AGRADECIMENTOS

A minha orientadora, Marcia B. H. Mantelli, por sua paciência e dedicação em meu amparo para que tudo isto fosse possível, e ainda, por acreditar em minha capacidade.

A CAPES, a AEB, ao LABSOLAR/NCTS e a meu “*PAI-TROCÍNIO*”, pela ajuda financeira do projeto e demais gastos.

Aos professores Júlio César Passos, Sergio Colle e Saulo Güths por suas grandes contribuições neste trabalho.

Aos meus amigos do LABSOLAR/NCTS, Samuel Abreu, Alexandre Kupka, Paulo Couto, Sérgio Rocha, Marcos Picanço, José Antônio Perrella, Jorge Skiavine, Kleber Paiva, Juan Pablo, Andre Lopes, Ulisses Caetano, Rangel Sonaglio, Pedro Sincero, Matheus Pereira, Frederic Piovezan, Eduardo Ludgero, Fabricio Azevedo, Tiago Pereira, Rafael Zimmermann, Rovansir Baungartner, Auler Teixeira, Milton Seifert, Edevaldo Reinaldo, Sylvio Mantelli, José Edson, que sempre se mostraram dispostos e por sua incansável ajuda.

Aos meus sempre amigos, Paulo Carrara Couto (Cotonete), Alexandre Takahashi (Zacka), Mário Noronha Neto (GP), Hudson (Tio Queras), Cláudio Rücker (Capacetinho), Alexandre Rücker (Mala), Luiz Roberto Rücker (Beto), Daniel Dotta (Zota), Rafael Pulgar (Galon), Eduardo Elias (Duzão), Gilney Palhares (Tiozão), Marcelo Emmel (Marcelòn), Tiago Koga (Caloro), Luís Eduardo Souto (Repolho), André Fujita (Japon), Rodrigo Rodrigues (Véio), Amilcar Nisgoski (Tatanka), Sandro Nisgoski (Pança), Andre Lückmann (Nato), Marcelo Lückmann (Celo), Jackson Kamers (Jacó), Jason Doin (Teca), Franco Amancio (Tico), Cristiano Kugler (Leitinho), Antônio Prestes (Prático), Cláudio Mendes (Craudinho), por seu companheirismo e fundamental apoio nos momentos de alegria.

A toda minha família Nisgoski e Lückmann, que sempre estiveram presentes e sempre me apoiaram e incentivaram durante todo tempo.

E a todos os meus amigos aqui não mencionados, que por falha de minha memória, não foram mencionados.

## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	x
LISTA DE TABELAS.....	xiv
SIMBOLOGIA.....	xv
RESUMO.....	xxi
ABSTRACT.....	xxiii
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Problemas Energéticos.....	1
1.2. Núcleo de Controle Térmico de Satélites (NCTS).....	2
1.3. Princípio de Funcionamento de um Termossifão.....	2
1.4. Objetivos.....	4
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
2.1. Circuito de Termossifão Monofásico.....	6
2.2. Circuito de Termossifão Bifásico.....	15
2.3. Sumário - Circuitos de Termossifões.....	20
2.4. Correlações Para a Determinação do Coeficiente de Transferência de Calor.....	21
2.4.1. Condensador.....	22
2.4.1.1. Correlação de Groll e Rösler.....	23
2.4.1.2. Correlação de Kaminaga.....	24
2.4.2. Evaporador.....	25
2.4.2.1. Correlação de Rohsenow.....	25
2.4.2.2. Correlação de Borishanski.....	26
2.4.2.3. Correlação de Stephan e Abdelsalam.....	27
2.4.2.4. Correlação de Kutateladze .....	29
2.5. Sumário - Correlações.....	30

3. MODELO MATEMÁTICO.....	31
3.1. Introdução.....	31
3.2. Modelo Analítico.....	32
3.3. Modelo Simplificado.....	42
3.4. Modelo Teórico Para as Correlações Seleccionadas.....	45
3.5. Conclusões.....	46
4. ESTUDO EXPERIMENTAL.....	48
4.1. Bancada Experimental.....	48
4.2. Instrumentação do Aparato.....	51
4.3. Evaporadores.....	59
4.4. Condensadores.....	61
4.5. Procedimento Experimental.....	62
4.5.1. Metodologia de Montagem.....	63
4.5.1.1. Carregamento do Fluido de Trabalho.....	64
4.5.2. Metodologia de Testes.....	69
4.5.3. Parâmetros de Testes.....	69
4.5.4. Tratamento de Dados.....	73
4.5.4.1. Pressão de Saturação.....	73
4.5.4.2. Temperaturas e Resistência Térmica.....	75
4.5.4.3. Análise das Incertezas Experimentais.....	76
4.6. Conclusões.....	78
5. RESULTADOS.....	79
5.1. Aparato Experimental de Vidro.....	79
5.1.1. Diferença da Altura de Líquido.....	81
5.1.2. Cálculo da Temperatura de Superaquecimento.....	84

5.2. Aparato Experimental de Aço Inoxidável.....	85
5.2.1. Resultados Experimentais Para Razão de Preenchimento 60 %.....	86
5.2.2. Resultados Experimentais Para Razão de Preenchimento 20 %.....	94
5.2.3. Comparação dos Resultados.....	100
5.2.4. O Melhor Caso.....	101
5.2.5. Comparação Entre Modelo Matemático e Dados Experimentais.....	103
5.2.5.1. Comparação do Melhor Caso com Resultados Teóricos.....	104
5.2.5.2. Comparação Entre Modelos Teórico e Experimental Para os Três Casos Seleccionados.....	107
5.2.6. Comparação Entre Circuito de Termossifão e Termossifão Vertical.....	109
5.3. Conclusões.....	111
6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	113
6.1. Conclusões.....	113
6.2. Projetos Futuros.....	115
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	116
APÊNDICE A - Transformação Y- $\Delta$ .....	121
APÊNDICE B - Aspectos Construtivos do Aparato Experimental.....	123
APÊNDICE C - Determinação do Título.....	126
APÊNDICE D - Incerteza Experimental da Resistência Térmica.....	129
APÊNDICE E - Perdas Térmicas.....	133

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Termossifão Bifásico do Tipo Fechado.....	3
Figura 2.1 - (a) Termossifão Toroidal Horizontal de Creveling et al. (1975); (b) Termossifão Toroidal Inclinado de Damerell e Schoenhals (1979).....	7
Figura 2.2 - Circuito de Termossifão Aberto Geológico de Torrance (1979).....	8
Figura 2.3 - Circuito de Termossifão Aberto de Bau e Torrance (1981).....	10
Figura 2.4 - Termossifão Toroidal Aberto de Mertol et al. (1981).....	11
Figura 2.5 - Circuito de Termossifão Fechado Retangular de Chen (1985).....	12
Figura 2.6 - Circuito de Termossifão Fechado Monofásico de Bernier e Baliga (1992)...	13
Figura 2.7 - Circuito de Termossifão Fechado Bifásico de McDonald et al. (1977).....	16
Figura 2.8 - Circuito de Termossifão Fechado Bifásico de Nam et al. (1998).....	18
Figura 2.9 - Circuito de Termossifão Fechado Bifásico de Lee et al. (1999).....	19
Figura 3.1 - Protótipo de um Forno de Cocção Assistido por Circuito de Termossifão Bifásico.....	32
Figura 3.2 - Circuito de Termossifão Bifásico com suas Respectivas Resistências Térmicas.....	34
Figura 3.3 - Modelo de Resistência Térmica Equivalente Completo.....	34
Figura 3.4 - Modelo de Resistência Térmica Equivalente Aproximado.....	35
Figura 3.5 - Gráfico das Expressões Analíticas Completa e Simplificada em Função de X.....	37
Figura 3.6 - Gráfico do Erro Percentual em Função de X.....	38
Figura 3.7 - Modelo de Resistência Térmica Equivalente do Circuito de Termossifão Bifásico.....	39
Figura 3.8 - Modelo Simplificado da Resistência Térmica Equivalente.....	42
Figura 3.9 - Modelo Simplificado sem as Resistências Associadas à Queda de Pressão na Linha de Vapor e de Líquido.....	43



Figura 3.10 - Modelo Simplificado.....	44
Figura 3.11 - Resultados da Resistência Térmica Equivalente para o Modelo Teórico.....	46
Figura 4.1 - Esquema do Circuito de Termossifão de Vidro.....	49
Figura 4.2 - Aparato Experimental de Vidro.....	50
Figura 4.3 - Aparato Experimental de Aço Inoxidável.....	50
Figura 4.4 - Posição Horizontal.....	51
Figura 4.5 - Posição Inclinação.....	51
Figura 4.6 - Bancada Experimental de Aço Inoxidável com Ângulo de Inclinação $\theta$ .....	51
Figura 4.7 - Sistema de Aquisição de Dados Hewlett Packard.....	52
Figura 4.8 - Fixação dos Termopares sobre as Superfícies dos Tubos.....	53
Figura 4.9 - Posição dos Termopares no Termossifão de Vidro.....	53
Figura 4.10 - Posição dos Termopares no Termossifão de Aço Inoxidável.....	54
Figura 4.11 - Suporte dos Termopares para o Termossifão de Vidro.....	56
Figura 4.12 - Suporte dos Termopares para o Termossifão de Aço Inoxidável.....	56
Figura 4.13 - Seqüência de Montagem da Saída dos Termopares.....	57
Figura 4.14 - Saída dos Termopares no Aparato de Vidro.....	57
Figura 4.15 - Saída dos Termopares no Aparato de Aço Inoxidável.....	57
Figura 4.16 - Transdutor de Pressão Omega.....	58
Figura 4.17 - Detalhe do Rotâmetro.....	58
Figura 4.18 - Fonte de Alimentação de Potência Heinzinger.....	59
Figura 4.19 - Evaporador do Aparato de Vidro.....	60
Figura 4.20 - Evaporador do Aparato de Aço Inoxidável.....	60
Figura 4.21 - Condensador do Aparato de Vidro.....	61
Figura 4.22 - Condensador do Aparato de Aço Inoxidável.....	61
Figura 4.23 - Banho Térmico Lauda Ultra-Kryomate.....	62

Figura 4.24 - Fluxograma para o Cálculo do Volume de Preenchimento do Termossifão	66
Figura 4.25 - Carregamento do Termossifão de Aço Inoxidável.....	68
Figura 4.26 - Inclinação da Bancada Experimental.....	70
Figura 4.27 - Pressão de Saturação.....	74
Figura 5.1 - Ebulição Nucleada.....	80
Figura 5.2 - Escoamento Pistonado.....	81
Figura 5.3 - Diferença da Altura de Líquido.....	82
Figura 5.4 - Influência da Temperatura do Fluido Refrigertante do Condensador na Distribuição de Temperaturas.....	86
Figura 5.5 - Influência da Temperatura do Fluido Refrigertante do Condensador na Pressão de Saturação.....	88
Figura 5.6 - Temperatura Média do Evaporador.....	88
Figura 5.7 - Temperaturas Médias.....	89
Figura 5.8 - Influência da Inclinação do Termossifão na Distribuição de Temperaturas..	91
Figura 5.9 - Influência da Inclinação do Termossifão na Temperatura Média do Evaporador.....	92
Figura 5.10 - Influência da Inclinação do Termossifão na Pressão de Saturação.....	93
Figura 5.11 - Influência da Inclinação do Termossifão na Distribuição de Temperaturas	94
Figura 5.12 - Influência da Inclinação do Termossifão na Temperatura Média do Evaporador.....	95
Figura 5.13 - Influência da Inclinação do Termossifão na Pressão de Saturação.....	96
Figura 5.14 - Comportamento do Termossifão em Função da Potência.....	97
Figura 5.15 - Temperaturas Médias do Termossifão.....	99
Figura 5.16 - Distribuição da Temperatura no Termossifão.....	99
Figura 5.17 - Gradiente de Temperaturas em Função da Inclinação $\theta$ .....	100
Figura 5.18 - Comparação de Resultados.....	102

Figura 5.19 - Temperaturas Médias para o Melhor Caso.....	103
Figura 5.20 - Resultado Experimental para o Melhor Caso.....	105
Figura 5.21 - Comparação entre Resultado Experimental e Resultados dos Modelos Teóricos Utilizando-se de Diferentes Correlações.....	107
Figura 5.22 - Resultados Experimentais e Resultado do Modelo Teórico Utilizando-se as Correlações de Kutateladze/Kaminaga.....	108
Figura 5.23 - Termossifão Vertical.....	109
Figura 5.24 - Comparação entre Circuito de Termossifão e Termossifão Vertical.....	110
Figura A.1 - (a) Malha Y; (b) Malha $\Delta$ .....	121
Figura B.1 - Suporte Metálico.....	123
Figura E.1 - Corte da Seção Adiabática.....	133
Figura E.2 - Corte do Evaporador.....	133

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Resistências Térmicas Obtidas [K/W] e suas Ordens de Grandezas.....	41
Tabela 3.2 - Resistências Térmicas Equivalentes Obtidas [K/W].....	45
Tabela 4.1 - Distância Linear dos Termopares a partir do Evaporador.....	55
Tabela 4.2 - Propriedades do Fluido de Trabalho.....	67
Tabela 4.3 - Valores do Volume de Preenchimento do Termossifão.....	68
Tabela 4.4 - Parâmetros dos Testes Executados.....	71
Tabela 4.5 - Relação entre Potência Térmica e a Corrente e Voltagem Aplicadas.....	73
Tabela 4.6 - Erros Experimentais.....	77
Tabela 4.7 - Incerteza Experimental da Resistência Térmica.....	78
Tabela 5.1 - Valores de Densidade.....	83
Tabela 5.2 - Comparação dos Resultados.....	83
Tabela 5.3 - Valores Adotados para o Cálculo da Temperatura de Superaquecimento.....	85
Tabela B.1 - Dimensões do Suporte Metálico.....	123
Tabela B.2 - Parâmetros de Projeto.....	124
Tabela D.1 - Incertezas das Medidas Experimentais.....	131
Tabela E.1 - Resistências e Perdas Térmicas.....	134

## SIMBOLOGIA

### *Alfabeto Latino:*

A	Área	[m <sup>2</sup> ]
A	Razão de Aspecto	
c	Comprimento do Suporte Metálico	[mm]
c <sub>p</sub>	Calor Específico a Pressão Constante	[kJ/kg.K]
C <sub>sf</sub>	Coeficiente para a Combinação Fluido/Superfície Aquecedora	
D	Diâmetro	[mm]
d <sub>b</sub>	Diâmetro de Partida da Bolha	[m]
g	Aceleração da Gravidade	[m <sup>2</sup> /s]
H	Altura do Termossifão	[mm]
h	Altura do Suporte Metálico	[mm]
h	Entalpia	[kJ/kg]
h	Coeficiente de Transferência de Calor	[W/m <sup>2</sup> .K]
h <sub>d</sub>	Diferença na Altura da Coluna de Líquido entre o Evaporador e o Condensador	[mm]
h <sub>lv</sub>	Calor Latente de Vaporização	[kJ/kg]
i	Corrente Elétrica	[A]
k	Condutividade Térmica	[W/m.K]
L	Comprimento do Termossifão	[mm]
l	Largura do Suporte Metálico	[mm]
l <sub>m</sub>	Escala do Tamanho da Bolha	[m]
m	Massa	[kg]
n	Número de Medições	

$n_1$	Número de Termopares no Evaporador	
$n_2$	Número de Termopares no Condensador	
$Nu$	Número de Nusselt	
$P$	Perímetro	[mm]
$P$	Razão de Preenchimento	[%]
$p$	Pressão do Fluido Refrigerante no Sistema	[N/m <sup>2</sup> ], [bar]
$P^*$	Razão de Preenchimento com Inclinação	[%]
$p_c$	Pressão Crítica	[bar]
$p_r$	Pressão Reduzida Adimensional	
$Pr$	Número de Prandtl	
$Q$	Potência Aplicada	[W]
$q$	Fluxo de Calor	[W/m <sup>2</sup> ]
$R$	Raio	[mm]
$R$	Resistência Térmica	[K/W]
$R$	Resistência Elétrica	[Ω]
$r$	Raio	[mm]
$R_1, R_2$	Resistência Térmica Associada à Queda de Pressão	[K/W]
$R_3, R_4$	Resistência Térmica Associada à Queda de Pressão	[K/W]
$R_{11}$	Resistência Térmica Associada ao Líquido	[K/W]
$R_{13}, R_{14}$	Resistência Térmica Axial do Material do Tubo	[K/W]
$R_{15}, R_{16}$	Resistência Térmica Axial do Material do Tubo	[K/W]
$R_{17}, R_{18}$	Resistência Térmica Associada a Convecção Natural e à Radiação	[K/W]
$R_{19}, R_{20}$	Resistência Térmica Associada a Convecção Natural e à Radiação	[K/W]
$R_5$	Resistência Térmica Associada à Ebulição	[K/W]

R6, R8	Resistência Térmica Radial do Material do Tubo	[K/W]
R10, R12	Resistência Térmica Radial do Material do Tubo	[K/W]
R7	Resistência Térmica Associada ao Vapor	[K/W]
R9	Resistência Térmica Associada à Condensação	[K/W]
s	Coefficiente que Caracteriza o Fluido Refrigerante	
T	Temperatura	[K], [°C]
t	Tempo	[s], [min]
T1	Temperatura Interna no Evaporador	[°C]
T10	Temperatura Externa da Parede do Condensador	[°C]
T11	Temperatura Interna da Parede da Linha de Líquido	[°C]
T12	Temperatura Externa da Parede da Linha de Líquido	[°C]
T2	Temperatura Interna na Linha de Vapor	[°C]
T3	Temperatura Interna no Condensador	[°C]
T4	Temperatura Interna na Linha de Líquido	[°C]
T5	Temperatura Interna da Parede do Evaporador	[°C]
T6	Temperatura Externa da Parede do Evaporador	[°C]
T7	Temperatura Interna da Parede da Linha de Vapor	[°C]
T8	Temperatura Externa da Parede da Linha de Vapor	[°C]
T9	Temperatura Interna da Parede do Condensador	[°C]
$\bar{T}$	Temperatura Média	[K], [°C]
U	Voltagem Elétrica	[V]
V	Volume	[ml]
v	Volume Específico	[m <sup>3</sup> /kg]
W	Largura	[mm]
w <sub>1</sub>	Incerteza Experimental do Termopar do Evaporador	[°C]

$w_2$	Incerteza Experimental do Termopar do Condensador	[°C]
$w_3$	Incerteza Experimental da Potência Aplicada	[W]
$w_4$	Incerteza Experimental da Corrente Elétrica	[A]
$w_5$	Incerteza Experimental da Voltagem	[V]
$w_R$	Incerteza Experimental da Resistência Térmica	[K/W]
X	Título	
X	Resistência Térmica Adimensional	
x	Distância Linear	[mm]
z	Altura entre o Condensador e o Evaporador	[mm]

*Alfabeto Grego:*

$\alpha$	Difusividade Térmica	[m <sup>2</sup> /s]
$\beta$	Ângulo de Contato Líquido/Superfície Aquecedora	[°]
$\mu$	Viscosidade	[N.s/m <sup>2</sup> ]
$\nu$	Viscosidade Cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\theta$	Ângulo de Inclinação do Termossifão	[°]
$\rho$	Massa Específica	[Kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Tensão Superficial	[N/m]
$\Delta$	Diferença	

*Índices:*

1	Inicial, Lado 1
2	Final, Lado 2
A	Relativo ao Circuito de Termossifão Bifásico



a	Seção Adiabática
amb	Ambiente
atm	Atmosférica
B	Relativo à Convecção Natural
C	Condensador
c	Cavidade, Condensador, Crítico
E	Evaporador
eq	Equivalente
ext	Externo
f	Filme
i	Interno
L	Líquido
LL	Linha de Líquido
lr	Lã de Rocha
LV	Linha de Vapor
max	Máximo
min	Mínimo
P	Parede
pe	Poliestireno Expandido
PE	Perda Térmica do Evaporador
PSA	Perda Térmica do Poliestireno Expandido
r	Reduzida
sat	Saturação
st	Seção Transversal
sup	Superaquecimento

t	Tubo de Aço Inoxidável, Tempo
v	Tubo de Vidro, Vapor

***Siglas:***

AEB	Agência Espacial Brasileira
CAPES	Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior
FC	Fluor-Carbono
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
INMET	Instituto Nacional de Meteorologia
INPE	Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais
NCTS	Núcleo de Controle Térmico de Satélites
PVC	Policloreto de Vinila
R	Refrigerante
TCT	Two-Phase Closed Thermosyphon
TLT	Two-Phase Loop Thermosyphon
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

## RESUMO

A crise energética que o país atravessa estimula o desenvolvimento de pesquisas visando fontes alternativas e a otimização de processos que envolvam transferência de calor e escoamento bifásico. Circuitos de termossifões bifásicos são dispositivos semelhantes aos termossifões normais, onde o evaporador e o condensador são unidos através de tubulações. Desta forma, não ocorre o escoamento em contracorrente, uma vez que o fluido de trabalho se movimenta em uma direção pré determinada.

Para uma melhor compreensão dos fenômenos que ocorrem no interior destes circuitos, é interessante visualizar o escoamento do fluido no interior do circuito. Para isto, primeiramente, construiu-se um termossifão bifásico em circuito de geometria retangular feito de vidro. Os trocadores de calor, localizados nas seções verticais, onde estão o evaporador e o condensador, também foram feitos de vidro. Assim, foi possível visualizar o escoamento e identificar as regiões mais críticas do sistema, que necessitavam de uma maior instrumentação. Posteriormente, um circuito de termossifão bifásico de mesma geometria foi construído em aço inoxidável. Em ambos os aparatos, o fluido de trabalho utilizado foi a água destilada.

Conjuntamente, um modelo analítico de resistências térmicas equivalentes foi desenvolvido. Correlações de Groll e Rösler e de Kaminaga foram utilizadas para a determinação do coeficiente de transferência de calor interno ao tubo para a condensação e correlações de Rohsenow, de Borishanski, de Stephan e Abdelsalam e de Kutateladze para a ebulição no evaporador. A comparação entre modelo matemático e dados experimentais é boa, mostrando que o modelo pode ser utilizado como uma ferramenta de projeto. Tanto o modelo matemático desenvolvido, quanto os resultados experimentais mostram que o termossifão em circuito é um eficiente dispositivo capaz de transferir calor e ainda homogeneizar temperaturas. Portanto, esta

tecnologia pode ser aplicada em fornos de cocção ou em qualquer outro dispositivo que necessite de uma homogeneização de temperaturas.

Palavras-chave: circuito de termossifão bifásico, transferência de calor, escoamento bifásico.

## ABSTRACT

Nowadays, the energetic crisis is a serious problem that Brazil has to face. In this frame, many projects aiming the energy conservation and the process optimization have been studied. A two-phase loop thermosyphon is a device similar to the traditional thermosyphon, with the condenser and the evaporator connected by means of tubes. Then, there is not the counter-current flow, because the working fluid flows in a determined direction. A flow visualization is necessary for better understanding of the phenomenon that occurs inside the loop. An experimental apparatus of a rectangular glass two-phase loop thermosyphon was mounted. In the two vertical sections, where the evaporator and the condenser are located, water flow heat exchangers made of glass were assembled. Therefore, the critical points of the system could be visualized and the regions, where the better instrumentation is necessary, could be identified. Later, a stainless-steel two-phase loop thermosyphon in the same geometry was constructed. Distilled water was the working fluid for both the apparatus. Simultaneously, an analytical model to determine the equivalent thermal resistance was developed. The condensation heat transfer coefficients were estimate by Groll and Rösler, and Kaminaga correlations, and the boiling heat transfer coefficients by Rohsenow, Borishanski, Stephan and Abdelsalam, and Kutateladze correlations. The comparison of the model and data is good, showing that the model can be used as a designer tool. Both the mathematical model and experimental data show that the loop thermosyphon is an efficient device that can transfer the heat and homogenize the temperatures. This technology can be applied to bakery ovens or to any other device where homogeneous temperatures are needed.

Key-words: two-phase loop thermosyphon, heat transfer, two-phase flow.

---

## **CAPÍTULO 1**

---

### **1. INTRODUÇÃO**

#### **1.1. Problemas Energéticos**

A crise energética que o nosso país atravessa é um problema que se agrava a cada dia. O governo brasileiro tem incentivado e financiado pesquisas visando um melhor aproveitamento dos recursos energéticos já explorados e uma procura por novas fontes de energia. Por outro lado, as indústrias, adaptando-se ao mercado competitivo, buscam por fontes de energia mais econômicas, bem como por processos fabris baratos e eficientes, que melhorem a qualidade ao mesmo tempo em que reduzam o custo final de seus produtos.

Atualmente, os fornos de cocção comerciais ou caseiros utilizam, em sua maioria, a energia elétrica, que é convertida em calor através de resistências normalmente concentradas na base e/ou no topo da câmara de cocção, fazendo com que estes não apresentem uma distribuição de temperatura interna homogênea. A utilização de um circuito de termossifão bifásico possibilitaria a homogeneização da temperatura interna destes fornos, além de permitir o uso do gás natural ou do GLP como uma fonte alternativa de energia. Na verdade, esta tecnologia poderia ser aplicada à qualquer equipamento cuja homogeneização de temperatura fosse desejável.

## 1.2. Núcleo de Controle Térmico de Satélites (NCTS)

O Núcleo de Controle Térmico de Satélites (NCTS) realiza pesquisas na área espacial desde 1990, desenvolvendo tubos de calor e bombas capilares, em conjunto com outras universidades do exterior. Desde 1995, a Agência Espacial Brasileira (AEB) mantém convênios com o NCTS visando o desenvolvimento de dispositivos para controle térmico de veículos espaciais.

Seguindo a tendência mundial nesta área, as tecnologias espaciais pesquisadas pelo NCTS vêm sendo aplicadas em diferentes projetos de engenharia térmica, como por exemplo, na otimização de fornos industriais, de coletores solares e outras aplicações envolvendo processos bifásicos.

Além das atividades diretamente ligadas às áreas de energia solar e de controle térmico de satélites, o laboratório desenvolve pesquisas nas áreas de conservação e conversão de energia.

Portanto, o NCTS possui toda a infra-estrutura laboratorial e computacional necessária para a pesquisa de circuitos de termossifões, proposta no presente trabalho.

## 1.3. Princípio de Funcionamento de um Termossifão

Basicamente pode-se descrever um termossifão bifásico do tipo fechado, ou TCT (*Two-Phase Closed Thermosyphon*), como um tubo selado nas extremidades, previamente limpo, evacuado e carregado com uma certa quantidade de fluido de trabalho, tal como freon, amônia ou água. São constituídos de três regiões distintas: evaporador, onde o calor é injetado, seção adiabática, onde teoricamente não ocorre transferência de calor, e

condensador, onde o calor é rejeitado, conforme indicado na Figura 1.1. Tal dispositivo é capaz de transportar grandes quantidades de calor através de consideráveis distâncias, quando submetido a pequenas diferenças de temperatura. Esta característica, aliada a sua simplicidade construtiva, tem motivado a utilização de termossifões em diversos dispositivos, como um instrumento de transferência de calor e/ou homogeneização de temperatura. Ao contrário dos tubos de calor, não apresentam estrutura capilar e seu funcionamento deve-se à ação da força de gravidade.

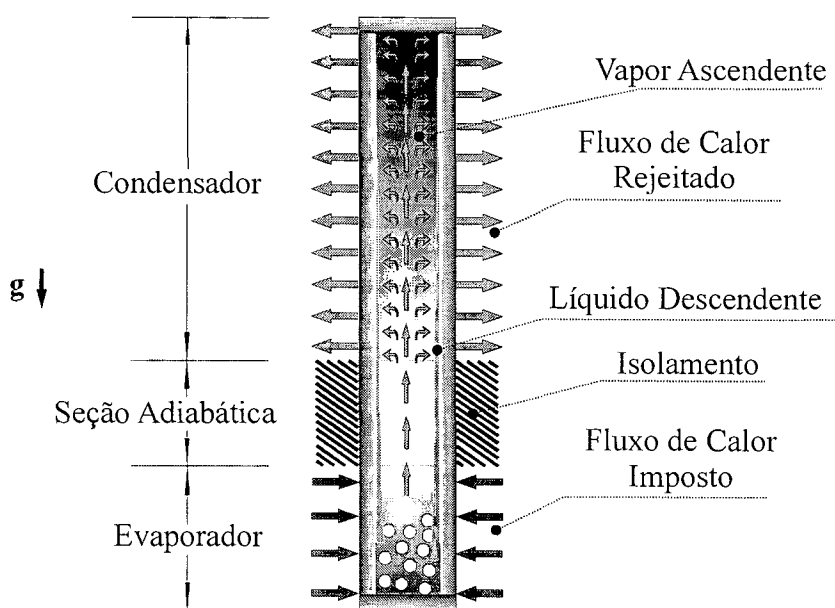


Figura 1.1 - Termossifão Bifásico do Tipo Fechado

Já em um circuito de termossifão bifásico, também designado de TLT (*Two-Phase Loop Thermosyphon*), tem-se o condensador e o evaporador situados em posições distintas, sendo os mesmos conectados através de tubos. O fluido de trabalho circula em uma direção preferencial preestabelecida, e assim a sua performance térmica não é afetada pela contracorrente do líquido descendo pelas paredes e do vapor subindo pela parte central. O



calor proveniente de uma fonte quente, aplicada ao evaporador, é transportado para uma fonte fria, situada no condensador, que estão preferencialmente posicionados em diferentes níveis de altura. Este transporte de energia se dá a partir de pequenas diferenças de temperatura através de uma troca de calor latente de vaporização e de condensação. A performance do TLT, como um sistema de resfriamento, também depende da geometria, dos materiais do evaporador e do condensador, dos tubos de transporte de fluido, das propriedades termofísicas do fluido de trabalho e da resistência de contato entre as superfícies de transferência de calor de interesse.

## 1.4. Objetivos

O objetivo principal do presente trabalho é estudar a viabilidade da utilização de um circuito de termossifão bifásico como instrumento de homogeneização de temperaturas e de transferência de calor. O mesmo pode ser utilizado em fornos de cocção, onde há uma necessidade de equalização de temperaturas nas quatro paredes da sua câmara, ou em qualquer outro equipamento que necessite de uma homogeneização de temperaturas ou de uma eficiente transferência de calor entre suas partes. Para isto, um modelo matemático, utilizando a analogia entre circuitos térmicos e elétricos é desenvolvido e validado a partir de dados obtidos de protótipos experimentais fabricados de vidro e de aço inoxidável.

Em suma, pode-se descrever os capítulos contidos neste trabalho da forma a seguir:

- Capítulo 2 - Uma revisão bibliográfica é apresentada, focalizando o estado da arte no desenvolvimento de circuitos de termossifões bifásicos. Para isto, em primeiro lugar, circuitos monofásicos de convecção natural são analisados e posteriormente, alguns circuitos bifásicos para aplicações industriais e eletrônicas;

- Capítulo 3 - Um modelo matemático é desenvolvido, utilizando-se da analogia do método de resistências térmicas equivalentes. Correlações de Groll e Rösler e de Kaminaga para a resistência térmica de condensação e correlações de Rohsenow, de Borishanski, de Stephan e Abdelsalam e de Kutateladze para a ebulição são utilizadas;
- Capítulo 4 - A bancada experimental montada é discutida. Primeiramente, o circuito de termossifão bifásico experimental é construído de vidro e em seguida, de aço inoxidável. A construção do termossifão de vidro se faz necessária para permitir a visualização do escoamento bifásico desenvolvido. Neste capítulo todos os detalhes construtivos importantes são descritos e apresentados através de fotos digitais;
- Capítulo 5 - Os resultados experimentais obtidos durante a execução dos testes são descritos, plotados e comparados com os resultados previstos pelo modelo. Uma discussão a respeito dos resultados é apresentada;
- Capítulo 6 - As conclusões finais do presente trabalho são apresentadas e projetos futuros são propostos para a continuação dos trabalhos.

---

## **CAPÍTULO 2**

---

### **2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

A presente revisão bibliográfica relata o funcionamento e as principais características de vários circuitos de termossifões monofásicos e, posteriormente, circuitos de termossifões bifásicos com suas aplicações encontrados na literatura. Correlações para a determinação da transferência de calor no evaporador e no condensador também são abordadas.

#### **2.1. Circuito de Termossifão Monofásico**

Os primeiros estudos realizados em circuitos de termossifões foram feitos em circuitos monofásicos por Creveling et al. (1975), e trataram principalmente das características de estabilidade do mesmo. Usando água destilada como fluido de trabalho e mantendo o termossifão à pressão atmosférica, concluíram que o sistema só permaneceria estável em duas situações. Na primeira, onde ocorre o escoamento laminar, corresponde à situação em que uma pequena taxa de calor é fornecida ao sistema. Na segunda, uma alta taxa de calor é fornecida, provocando um escoamento turbulento. Um modelo do protótipo estudado por tal equipe pode ser observado na Figura 2.1 - (a).

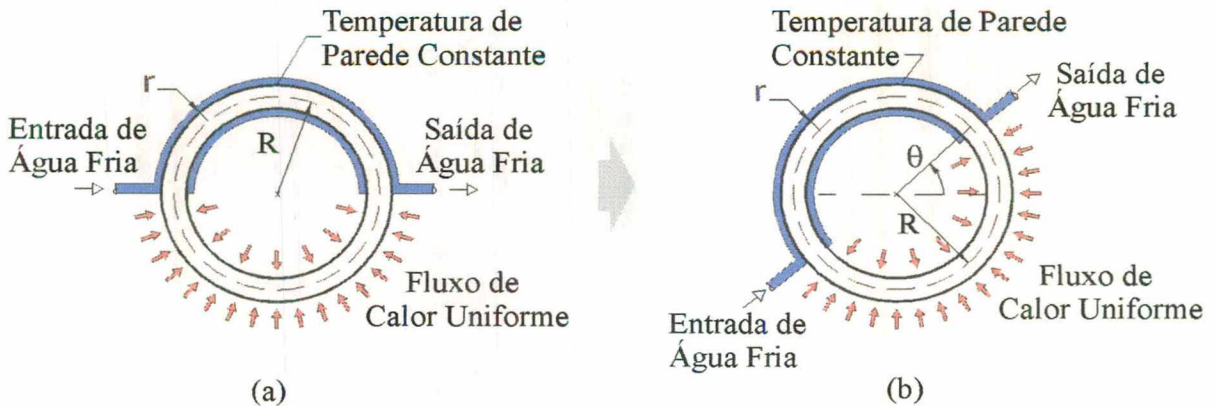


Figura 2.1 - (a) Termossifão Toroidal Horizontal de Creveling et al. (1975);

(b) Termossifão Toroidal Inclinado de Damerell e Schoenhals (1979)

Damerell e Schoenhals (1979) estudaram a estabilidade de termossifões toroidais monofásicos, assim como o efeito da inclinação da fonte de calor em relação à horizontal, conforme indicado na Figura 2.1 - (b). Estes pesquisadores notaram uma discrepância entre os valores experimentais e os previstos pelo modelo teórico disponível, explicada pela presença de um perfil de velocidades com características de escoamento reverso em certas seções do mesmo. Esta característica de escoamento reverso é devido ao rápido resfriamento do fluido perto da parede na entrada do condensador e ao rápido aquecimento do fluido perto da parede na entrada do evaporador. Maiores magnitudes deste fluxo reverso foram observadas quando não havia nenhuma inclinação no termossifão, ou seja, na posição horizontal ( $\theta = 0^\circ$ ), como mostra a Figura 2.1 - (a).

Resultados numéricos foram obtidos por Greif et al. (1979) para o comportamento transiente de um termossifão representado pela Figura 2.1 - (a). Uma boa resposta foi alcançada tomando-se algumas hipóteses simplificadoras, como: temperatura de parede constante no condensador, fluxo de calor uniforme no evaporador, escoamento laminar,

unidimensional e incompressível. As variações na direção radial, assim como a condução axial e a dissipação viscosa foram consideradas desprezíveis. As propriedades do fluido foram consideradas constantes, exceto a densidade, a qual variava linearmente com a temperatura, como determina a aproximação de Boussinesq. Concluiu-se então que, para melhorar ainda mais os resultados, deve-se levar em conta os efeitos de variação da velocidade e da temperatura na direção radial, incluir a condução de calor axial e a dissipação viscosa, e também determinar experimentalmente o fator de atrito durante o período transiente.

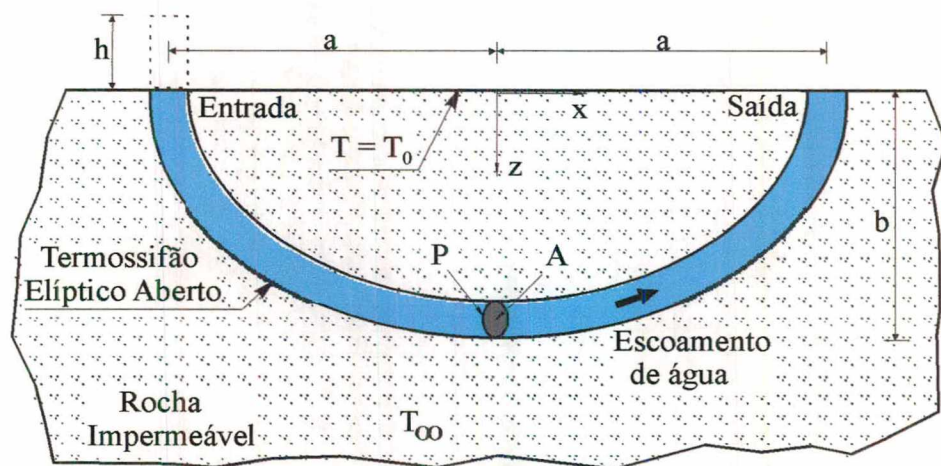


Figura 2.2 - Circuito de Termossifão Aberto Geológico de Torrance (1979)

São muitas as possíveis aplicações de um termossifão em “loop”. Pode-se citar: coletores solares, resfriadores de componentes eletrônicos, degelo de auto-estradas, resfriamento das pás de turbinas e reatores nucleares. Dentre estas aplicações pode-se destacar a estudada por Torrance (1979), mostrada pela Figura 2.2. Ele obteve soluções analítica e numérica para um termossifão elíptico aberto em “loop” com aplicações geológicas. Sua formulação mostrou que existem valores únicos da máxima temperatura de saída e do número



de Rayleigh crítico para o início da convecção. Ainda, a máxima temperatura de saída possível encontrada foi de 0,69 menor do que o valor da temperatura de entrada deste tipo de termossifão.

Zvirin et al. (1981) obtiveram resultados experimentais e analíticos de um sistema de circulação natural com “loops” paralelos. Tratando unidimensionalmente o problema e considerando uma distribuição linear de temperatura, realizaram testes para avaliar as perdas devido ao atrito. Erros em torno de 20 % nos resultados foram encontrados devido ao escoamento multidimensional presente no sistema. Chegaram a conclusão que existe um escoamento tridimensional e que, sob certas condições, há uma inversão no perfil de densidade, podendo causar instabilidades no escoamento.

O comportamento transiente e o regime permanente de um circuito de termossifão aberto, conforme mostrado na Figura 2.3, foi estudado por Bau e Torrance (1981). Três estados são possíveis para diferentes valores de calor fornecido ao sistema: inicialmente um estado de repouso, sem movimento do fluido, onde a condução axial é o único mecanismo de transferência de calor da seção aquecida para o reservatório resfriado; o início do escoamento, onde ocorre a circulação do fluido em cada seção vertical, com fluxo subindo e descendo em ambos os lados; e um estado com escoamento unidirecional ao longo do “loop”. Concluíram então, que o estado de repouso é incondicionalmente instável, ou seja, um escoamento sempre pode se desenvolver, e que o início da ebulição leva à oscilações no escoamento. Ocasionalmente, fortes oscilações aparecem e são atribuídas à formação periódica e escape de grandes bolhas de vapor na seção horizontal de aquecimento. O período destas oscilações corresponde ao tempo que uma porção de fluido leva para dar um ciclo ao longo de todo o “loop”.

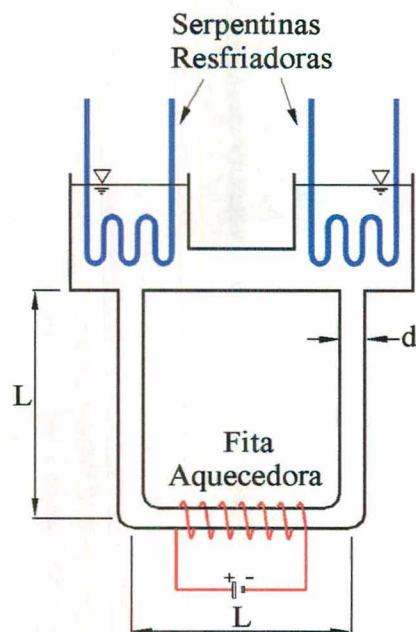


Figura 2.3 - Circuito de Termossifão Aberto de Bau e Torrance (1981)

Mertol et al. (1981) analisaram o comportamento transiente, o regime permanente e a estabilidade de um termossifão toroidal aberto com adição e remoção de fluido no sistema. Tal modelo pode ser visualizado na Figura 2.4. Concluíram que as instabilidades são causadas pelas forças de empuxo, criadas pelas diferenças de temperatura e pelas forças de atrito. Este tipo de termossifão apresentou menor taxa de escoamento do que para o mesmo termossifão sem adição e remoção de fluido.

Mertol et al. (1982) verificaram que os estudos disponíveis mostravam que uma análise unidimensional do problema não representava com exatidão os resultados esperados. Com isto, estes pesquisadores partiram para uma análise bidimensional da transferência de calor e do escoamento de fluido em um circuito de convecção natural, como representado na Figura 2.1 - (a). Entretanto, um prévio estudo unidimensional se tornou necessário para a determinação do fator de atrito e do coeficiente de transferência de calor, e suas variações ao

longo do “loop”, que foram obtidos como funções do número de Graetz. Este, por sua vez, é definido como sendo proporcional a capacidade térmica do fluido de trabalho dividida pela transferência de calor convectiva. Utilizando estes dados em seu modelo bidimensional, concluíram que o número de Graetz é o único parâmetro que governa o movimento do fluido de trabalho no circuito. A transferência de calor aumenta para grandes valores deste parâmetro, resultando em pequenas diferenças de temperatura.

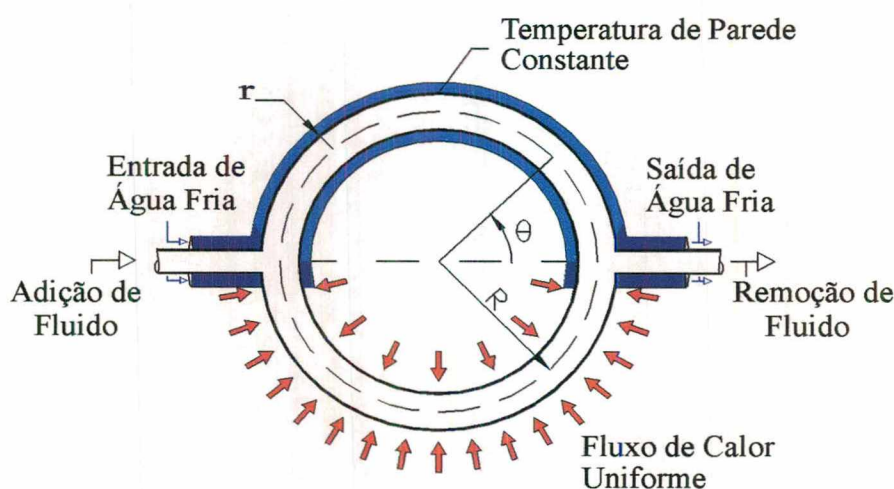


Figura 2.4 - Termossifão Toroidal Aberto de Mertol et al. (1981)

Uma nova análise de circuito de termossifão fechado foi desenvolvida por Hart (1984), onde o modelo unidimensional, usualmente dado por dois pares de equações diferenciais parciais não lineares de primeira ordem, pode ser reduzido exatamente a três pares de equações diferenciais ordinárias não lineares.

A instabilidade oscilatória de um circuito de termossifão fechado retangular, conforme Figura 2.5, foi modelada por Chen (1985) como sendo função de dois parâmetros adimensionais, o número de Grashof modificado, que representa a razão entre a força de



empuxo e as perdas por atrito no circuito, e um parâmetro de atrito. Sabe-se que o escoamento começa a ficar instável somente quando o número de Grashof modificado ultrapassa certos valores. Um outro fator muito importante em seu estudo foi a razão de aspecto ( $A$ ) do circuito, definida como sendo a razão entre a largura ( $W$ ) e a altura ( $H$ ) do termossifão. Estes pesquisadores observaram que, para o termossifão quadrado (razão de aspecto igual a um) e para o número de Grashof modificado menor possível, é verificado dentre todas as configurações estudadas, o maior nível de instabilidade, ou seja, o comportamento menos desejável.

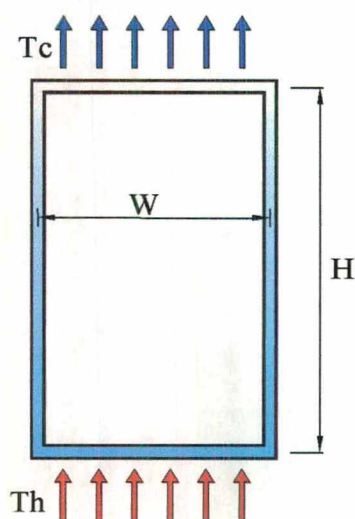


Figura 2.5 - Circuito de Termossifão Fechado Retangular de Chen (1985)

Dependendo da distribuição de calor durante o aquecimento, pode-se obter um comportamento estável constante, periódico ou aparentemente caótico. Foi esta a conclusão de Sen et al. (1985), ao estudar um termossifão toroidal com um fluxo de calor conhecido ao redor de todo o circuito.

A performance térmica de um circuito de termossifão retangular foi estudada por Huang e Zelaya (1988). A análise teórica unidimensional, onde o fator de atrito convencional e uma correlação empírica para a transferência de calor global no condensador são utilizados, mostrou ser capaz de prever a performance do circuito para o regime permanente, corrigindo-se, no cálculo do fator de atrito, o comprimento do circuito através de um comprimento efetivo. O efeito do movimento secundário no circuito pareceu ser desprezível para o dispositivo estudado por estes autores, uma vez que o mesmo apresentava uma baixa razão entre o diâmetro interno ( $D$ ) e o comprimento geométrico total ( $L$ ) do circuito.

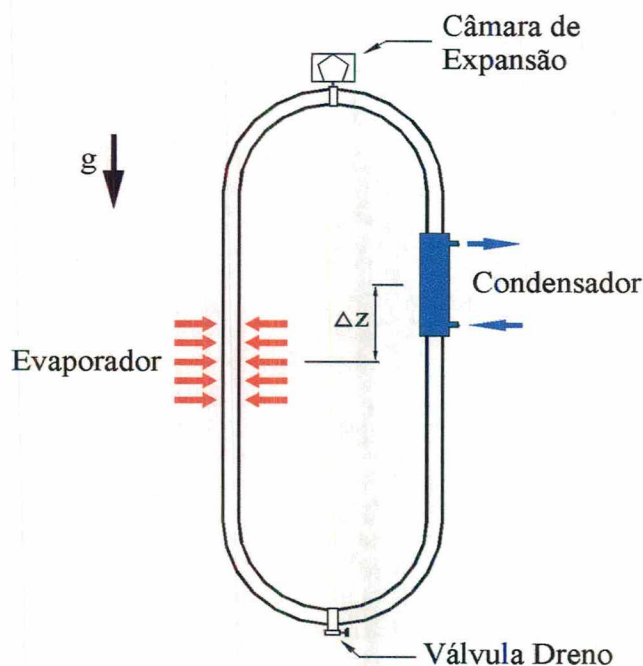


Figura 2.6 - Circuito de Termossifão Fechado Monofásico de Bernier e Baliga (1992)

Um modelo uni/bidimensional para o circuito de termossifão fechado, conforme Figura 2.6, foi desenvolvido por Bernier e Baliga (1992) considerando os efeitos de

convecção mista no evaporador e no condensador, e também, as perdas ou ganhos de calor das partes isoladas do circuito. Os resultados do modelo foram comparados com valores experimentais e mostraram determinar com bastante precisão a temperatura local de parede na seção do evaporador, especialmente para baixos níveis de potência aplicada. Uma comparação entre o modelo uni/bidimensional destes autores e o modelo unidimensional tradicional indicaram que este último é um tanto impreciso quando fortes efeitos de convecção mista estão presentes no evaporador e no condensador do circuito ou quando perdas ou ganhos de calor das partes isoladas do circuito são significativas. Contudo, o modelo unidimensional tradicional apresenta bons resultados para o regime completamente desenvolvido. Eles ressaltam que deve haver uma diferença de alturas entre a posição do evaporador e a do condensador ( $\Delta z$ ), para o melhor funcionamento do circuito.

Posteriormente, Bernier e Baliga (1993) estudaram os efeitos das perdas ou ganhos de calor das partes isoladas, no circuito representado na Figura 2.6, demonstrando a importância de se levar em conta estes efeitos na modelagem de termossifões. As perdas ou ganhos de calor não são os mesmos para as várias seções do circuito. Em cada seção, a quantidade de perda ou ganho é proporcional ao coeficiente de transferência de calor global, ao comprimento da seção e a diferença entre a temperatura média do fluido naquela seção e a temperatura do fluido ambiente.

Estudando ainda o mesmo termossifão esquematizado na Figura 2.6, Bernier e Baliga (1994) fizeram uma comparação entre o modelo unidimensional e o modelo uni/bidimensional. Para casos onde as perdas de calor das partes isoladas são desprezíveis, ou seja, onde o número de Stanton modificado é igual a zero, o modelo unidimensional pode superestimar a velocidade média do fluido no circuito para grandes potências aplicadas, isto é, grandes números de Grashof modificados. Isto acontece porque o modelo unidimensional não leva em conta os efeitos da convecção mista, a qual distorce os perfis de velocidade e de



temperatura, em relação aos perfis encontrados na convecção forçada plenamente desenvolvida. Além disso, para os casos onde as perdas de calor são consideradas, ou seja, número de Stanton modificado diferente de zero, estimativas de perdas ou ganhos produzidos pelo modelo unidimensional são deficientes, pois este não é capaz de prever, com a precisão necessária, a temperatura dentro do circuito. Quando a diferença de altura entre o condensador e o evaporador ( $\Delta z$ ) é pequena, a velocidade média dentro do circuito é pequena, o que também implica em um número de Reynolds pequeno. Quando a potência aplicada é grande, o número de Grashof se torna grande. Por sua vez, o efeito combinado desses dois fatores aumenta a probabilidade de se ter uma situação de convecção mista no condensador e no evaporador. Para um valor de Grashof igual a 4000, a velocidade média calculada pelo modelo unidimensional foi 28 % maior do que a do modelo uni/bidimensional.

## **2.2. Circuito de Termossifão Bifásico**

A performance de um circuito de termossifão bifásico foi estudada experimentalmente por McDonald et al. (1977). Estes autores afirmam que o transporte de energia entre as seções do evaporador e do condensador é controlado pelo mecanismo de vaporização, pelo mecanismo de condensação e pelas características do escoamento no circuito, devendo portanto, serem estudados e conhecidos com profundidade. Um critério para poder comparar a performance de vários circuitos de termossifão, baseado em sua resistência térmica total, foi criado. Este modelo assume que as superfícies do evaporador e do condensador são isotérmicas ao longo de seu comprimento. A resistência térmica total do circuito é composta pelas resistências de ebulição e de condensação e pela resistência de transporte, associada à diferença de pressão existente entre o evaporador e o condensador. Concluíram que para

qualquer circuito de termossifão, a quantidade de líquido no condensador e a secagem do evaporador são afetados pela orientação do circuito, pela porcentagem de carga e tipo de fluido de trabalho usado e pela diferença de temperatura imposta entre as superfícies do evaporador e do condensador. Tal aparato experimental pode ser melhor visualizado pela Figura 2.7.

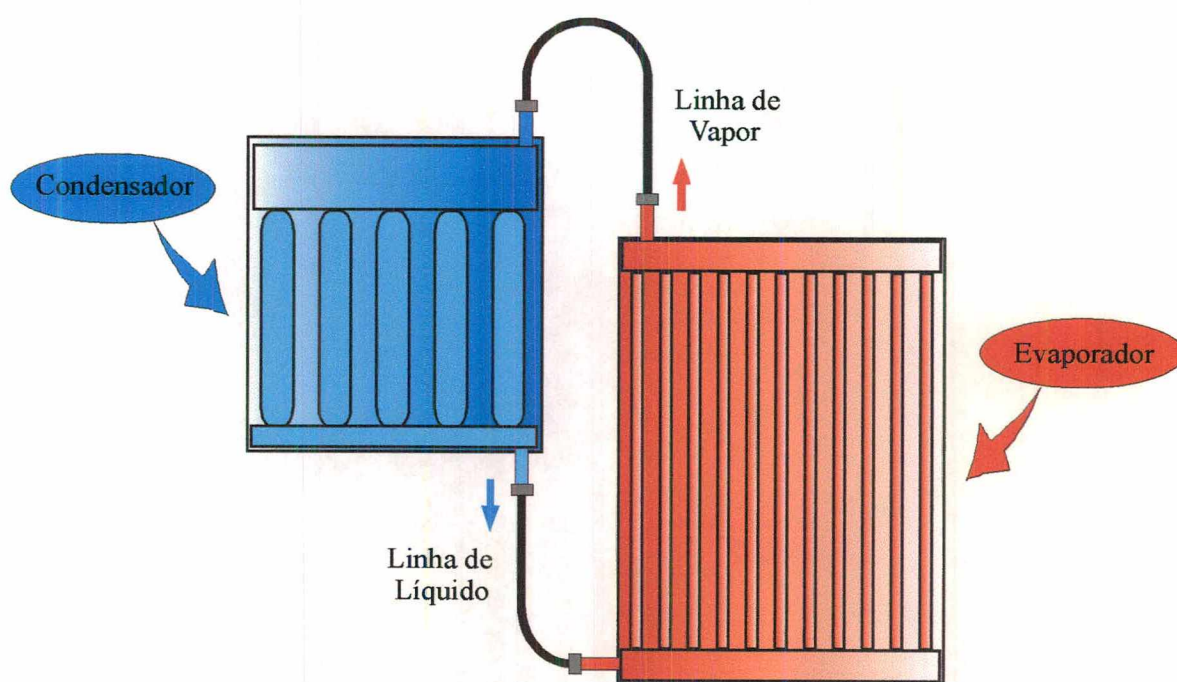


Figura 2.7 - Circuito de Termossifão Fechado Bifásico de McDonald et al. (1977)

Uma investigação da performance global transiente de um circuito de termossifão bifásico (TLT) industrial foi realizada por Vincent e Kok (1992). A razão de densidade vapor/líquido, o coeficiente de atrito e o comprimento da coluna d'água determinam as características do sistema dinâmico, tais como: o tempo de resposta, o amortecimento e a frequência de oscilação. O tempo de resposta diminui com o aumento da razão vapor/líquido.

O amortecimento de oscilação do termossifão é proporcional à queda de pressão no escoamento de condensado, a qual deve ser suficientemente grande. O período de oscilação é proporcional a raiz quadrada do comprimento da coluna de líquido, e ainda, quanto maior a temperatura do evaporador, mais rápida é a resposta do escoamento de vapor. Aqui, também percebe-se a existência de uma diferença de alturas entre a posição do evaporador e a do condensador, visando-se o melhor funcionamento do TLT.

Características transientes de um circuito de termossifão bifásico aplicados ao resfriamento de módulos de multi-chips foram pesquisadas por Nam et al. (1998). O fluido de trabalho utilizado foi o R-11 para temperaturas do evaporador em torno de 56 °C. As características transientes do resfriamento destes módulos mostraram-se excelentes, pois o regime permanente foi alcançado entre 10 e 15 minutos. Foi verificado que o comprimento da linha de vapor entre o evaporador e o condensador, e as temperaturas do condensador afetam a performance do sistema. A temperatura do vapor no condensador é determinada somente pela pressão do sistema, a qual é controlada pelo processo de transferência de calor global. O valor da resistência térmica equivalente relativa às perdas de calor e de pressão nos tubos de ligação na linha de vapor é muito pequeno. Tal circuito de termossifão pode ser visto na Figura 2.8.



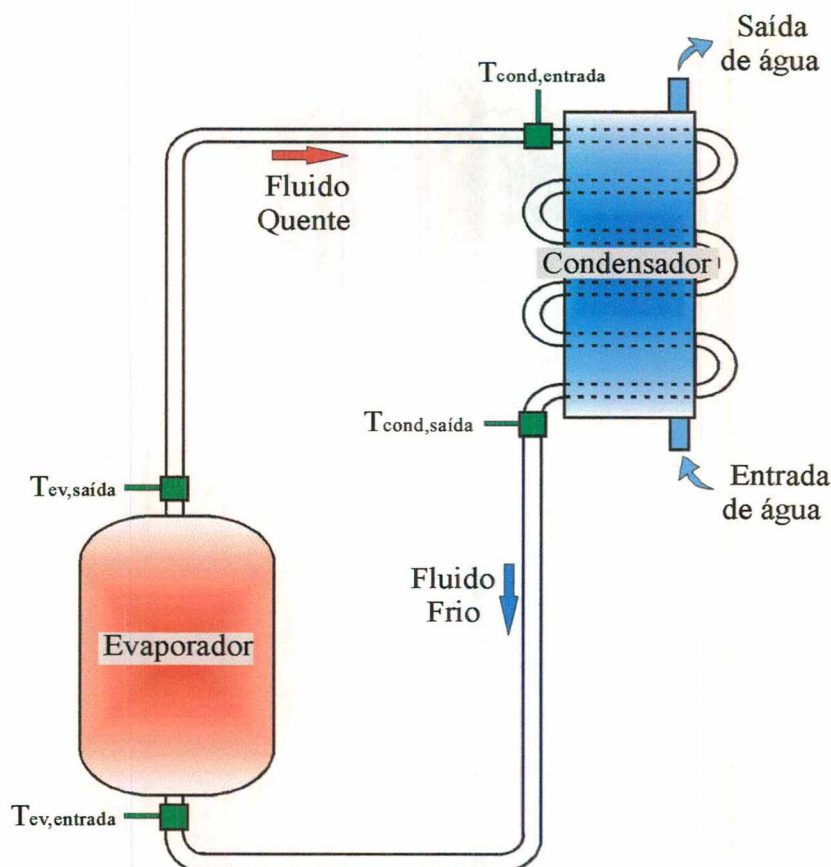


Figura 2.8 - Circuito de Termossifão Fechado Bifásico de Nam et al. (1998)

Kim et al. (1998) projetaram um circuito de termossifão bifásico utilizado em sistemas de telecomunicações. A performance do sistema proposto foi prevista, usando diferentes correlações empíricas disponíveis na literatura para a ebulição e para a condensação. Uma solução analítica pura não seria possível devido à complexidade do escoamento bifásico envolvido. Um modelo de resistência térmica nodal foi usado para estimar a taxa de transferência de calor de tal sistema. Vários fluidos de trabalho foram analisados, dentre eles: R-11, R-113, FC-72, FC-87, etanol, água e acetona, sendo a acetona escolhida como o melhor fluido de trabalho para as condições de teste previstas por estes autores. Conforme

observaram, a água não seria um fluido de trabalho recomendado para a aplicação estudada, uma vez que os testes mostraram, quando esta era utilizada, surgia uma ampla flutuação de pressão no circuito que induzia a grandes flutuações na temperatura da seção do evaporador.

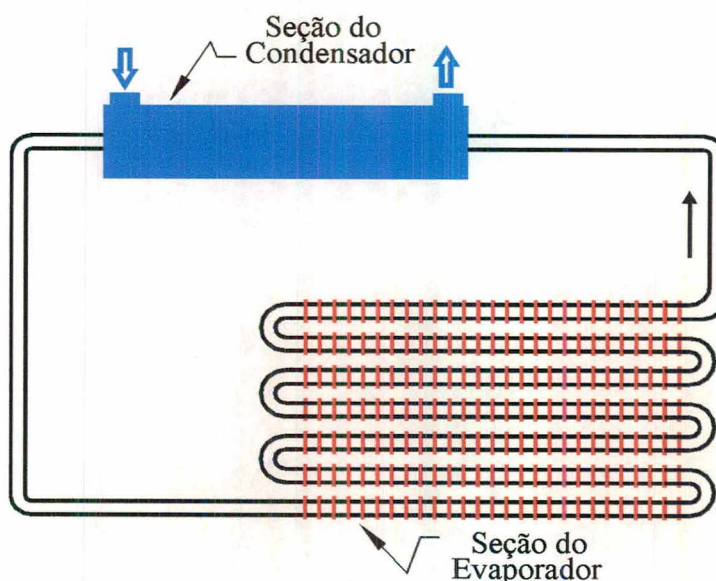


Figura 2.9 - Circuito de Termossifão Fechado Bifásico de Lee et al. (1999)

Um estudo do circuito de termossifão bifásico, conforme apresentado na Figura 2.9, para a extração do calor de espaços confinados, foi realizado por Lee et al. (1999). Dois métodos numéricos foram usados para a análise do sistema, o método “lumped” (global) e o “sectorial” (em partes). No método numérico “lumped”, a região bifásica da seção do evaporador era assumida como única e correlações para ebulição em convecção forçada eram utilizadas. Já o método “sectorial” considerava os diversos estágios do escoamento bifásico, onde diferentes correlações de transferência de calor, para cada regime de escoamento na seção do evaporador, são utilizadas. Utilizando R-134a como fluido de trabalho, estes autores



puderam perceber que a simulação numérica sozinha, até o presente momento, não é capaz de fornecer resultados confiáveis e portanto precisam ser acompanhados por resultados experimentais.

As limitações da simulação computacional para um circuito de termossifão bifásico foram analisadas por Lee e Rhi (1999). Primeiramente, algumas correlações empíricas foram usadas para condições além dos valores dos parâmetros para os quais elas foram estabelecidas. Eles verificaram que a determinação das regiões de transição entre os vários regimes de escoamento na seção do evaporador é bastante difícil, pois depende de diversos parâmetros, tais como velocidade, fração de vazio, temperatura e queda de pressão ao longo do circuito, que são difíceis de serem obtidos a partir de correlações disponíveis na literatura. Estes autores também concluíram que há a necessidade de uma validação experimental.

### **2.3. Sumário - Circuitos de Termossifões**

Muitos foram os problemas de operação encontrados pelos diversos pesquisadores, tanto nos circuitos de termossifão monofásicos, quanto nos circuitos bifásicos.

Nos circuitos monofásicos, pode-se ressaltar a existência de instabilidades quando baixos níveis de calor são inseridos no sistema. Ainda, encontram-se fluxos reversos em determinadas regiões do circuito, assim como oscilações no escoamento, que acompanham o início da ebulição. Segundo Creveling et al. (1978), tem-se, para grandes taxas de calor fornecidas ao circuito, um sistema estável, acompanhado por um escoamento turbulento. De acordo com Damerell e Schoenhals (1979), tem-se para um ângulo de inclinação ( $\theta$ ) igual a  $90^\circ$ , a melhor condição possível para a não existência do fluxo reverso. Considerando o estudo de Bau e Torrance (1981), são encontradas oscilações no circuito devido ao início da

ebulição, quando o calor é aplicado na seção horizontal do mesmo. A menor estabilidade possível, segundo Chen (1985), ocorre para circuitos de termossifão quadrados, ou seja, quando a razão de aspecto ( $A$ ) é igual a um.

Nos circuitos bifásicos, uma solução puramente analítica não é possível, devido à complexidade do escoamento bifásico. Muitas são as dificuldades encontradas na modelagem do escoamento. Por exemplo, a definição das regiões de transição entre os vários regimes de escoamento, a escolha das correlações que representam melhor cada região, a medição da velocidade, da temperatura e da pressão do fluido dentro do circuito, dentre outros.

## **2.4. Correlações Para a Determinação do Coeficiente de Transferência de Calor**

Para o cálculo das resistências térmicas de condensação e de ebulição, é necessário determinar-se os respectivos coeficientes de transferência de calor. Esta é uma tarefa complexa e nenhum modelo analítico foi desenvolvido com sucesso para este fim. Além disto, a pesquisa bibliográfica realizada no presente trabalho mostra que as correlações existentes foram desenvolvidas ou para termossifões bifásicos fechados ou para ambientes não confinados, ou seja, em condições diferentes das observadas no presente trabalho. Nesta revisão bibliográfica, algumas das correlações disponíveis na literatura foram selecionadas. As correlações sugeridas por Brost (1996) são mencionadas por serem fáceis de uma implementação. Por outro lado, Mantelli et al. (1999) comparou diversas correlações desenvolvidas para termossifões bifásicos verticais, tanto para o evaporador quanto para o condensador, com dados experimentais. Dentre as diversas correlações pesquisadas por estes

autores, apenas duas, selecionadas pela sua precisão e simplicidade, serão mencionadas aqui, uma vez que este estudo está disponível na literatura.

Através da teoria de Nusselt observa-se que a condensação laminar em filme sobre uma placa vertical forma a base da maioria das correlações desenvolvidas para a avaliação do coeficiente de transferência de calor no condensador, segundo reportado por Mantelli et al. (1999).

Apresenta-se brevemente a seguir as correlações selecionadas no presente trabalho, divididas em duas seções: uma referente à correlações para o condensador e outra para o evaporador.

Deve-se observar que não é o objetivo deste trabalho apresentar uma ampla pesquisa a respeito de todas as correlações desenvolvidas e que poderiam ser utilizadas. Esta pesquisa que por si só já caracteriza um trabalho a ser desenvolvido em uma outra dissertação, foge do escopo do presente estudo. Uma pesquisa literária mais completa só se justificaria caso as correlações aqui mostradas apresentassem resultados insatisfatórios.

#### **2.4.1. Condensador**

Neste item serão apresentadas duas correlações desenvolvidas para a condensação em termossifões bifásicos. São elas: correlação de Groll e Rösler (1992) e de Kaminaga (1997).

### 2.4.1.1. Correlação de Groll e Rösler

A correlação de Groll e Rösler (1992) é função de várias propriedades físicas do fluido de trabalho, bem como da quantidade de calor inserida no sistema e de aspectos geométricos do circuito de termossifão bifásico, sendo dada pela expressão:

$$R_c = \frac{0,235 Q^{\frac{1}{3}}}{D_i^{\frac{4}{3}} g^{\frac{1}{3}} l_t \left( \frac{h_v k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{\frac{1}{3}}} \quad (2.1)$$

onde:  $R_c$  = resistência térmica associada à condensação;

$Q$  = potência aplicada;

$D_i$  = diâmetro interno do tubo do termossifão;

$g$  = aceleração da gravidade;

$l_t$  = comprimento do condensador do tubo de aço inoxidável;

$h_{lv}$  = calor latente de vaporização;

$k_l$  = condutividade térmica do líquido;

$\rho_l$  = densidade do líquido;

$\mu_l$  = viscosidade do líquido.



### 2.4.1.2. Correlação de Kaminaga

As características da transferência de calor no evaporador e no condensador em um termossifão bifásico fechado foram estudados por Kaminaga et al. (1997), que determinaram uma correlação para a condensação que depende diretamente do número de Reynolds e do número de Prandtl, conforme a equação:

$$Nu = 25 Re_f^{0,25} Pr_l^{0,4} \quad (2.2)$$

onde:

$$Re_f = \frac{4Q}{\pi D_i h_{lv} \mu_l}; \quad (2.3)$$

$$h_c = \frac{Nu k_l}{D_i} \quad (2.4)$$

onde: Nu = número de Nusselt;

$Re_f$  = número de Reynolds do filme de líquido;

$Pr_l$  = número de Prandtl do líquido;

$h_c$  = coeficiente de transferência de calor no condensador.

Assim, rearranjando matematicamente, tem-se a seguinte equação para a correlação de Kaminaga:

$$R_c = \frac{0,0283}{\left( \frac{Q}{\pi D_i h_{lv} \mu_l} \right)^{0,25} Pr_l^{0,4} k_l \pi l_i} \quad (2.5)$$

## 2.4.2. Evaporador

Neste item serão apresentadas algumas correlações desenvolvidas para a ebulição nucleada em piscina. São elas: correlação de Rohsenow (1962), de Borishanski (1969), de Stephan e Abdelsalam (1980) e de Kutateladze (1959).

### 2.4.2.1. Correlação de Rohsenow

A correlação de Rohsenow (1962) foi desenvolvida para ebulição nucleada em piscina, fenômeno que ocorre no evaporador do circuito de termossifão, sendo função das propriedades térmicas do fluido de trabalho e da diferença entre a temperatura da superfície aquecedora e a temperatura de saturação do fluido de trabalho, conforme a expressão:

$$R_E = \frac{h_{lv}^2 (C_{sf} Pr_l^s)^3}{\mu_l \left( \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right)^{0,5} c_{pl}^3 (T_p - T_{sat})^2 A_E} \quad (2.6)$$

onde:  $R_E$  = resistência térmica associada à evaporação;

$C_{sf}$  = coeficiente para a combinação fluido/superfície aquecedora;

$s$  = coeficiente que caracteriza o fluido refrigerante;

$\rho_v$  = densidade do vapor;

$\sigma$  = tensão superficial;

$c_{pl}$  = calor específico à pressão constante do líquido;

$T_p$  = temperatura da parede aquecedora;

$T_{\text{sat}}$  = temperatura de saturação;

$A_E$  = área interna do evaporador.

Nesta correlação, existem dois coeficientes que variam de valor conforme o tipo de material utilizado nos tubos e de acordo com o fluido de trabalho empregado no circuito de termossifão bifásico. O coeficiente  $C_{sf}$  depende também da combinação entre o líquido e o material da superfície aquecedora, variando de 0,0058 até 0,0154. Para o coeficiente  $s$ , que caracteriza o fluido refrigerante, Rohsenow recomenda um valor igual a 1,0 no caso da água, assim como Carey (1992) recomenda um valor de 0,013 para o coeficiente  $C_{sf}$ .

#### 2.4.2.2. Correlação de Borishanski

A partir de resultados experimentais, Borishanski (1969) desenvolveu uma correlação para o coeficiente de transferência de calor no evaporador, dada pelo seguinte conjunto de equações:

$$h_E = A^* q^{0,7} F(p_r) \quad (2.7)$$

$$A^* = 0,1011 p_c^{0,69} \quad (2.8)$$

$$F(p_r) = 1,8 p_r^{0,17} + 4,0 p_r^{1,2} + 10,0 p_r^{10} \quad (2.9)$$

$$p_r = \frac{p}{p_c} \quad (2.10)$$

onde:  $h_E$  = coeficiente de transferência de calor no condensador;

$q$  = fluxo de calor;

$p_r$  = pressão reduzida adimensional;

$p$  = pressão do fluido refrigerante no sistema [bar];

$p_c$  = pressão crítica [bar].

Após manipulação algébrica, chega-se a seguinte expressão para a correlação de Borishanski, para a ebulição:

$$R_E = \frac{1}{\left\{ 0,1011 p_c^{0,69} q^{0,7} \left[ 1,8 \left( \frac{p}{p_c} \right)^{0,17} + 4,0 \left( \frac{p}{p_c} \right)^{1,2} + 10,0 \left( \frac{p}{p_c} \right)^{10} \right] \right\} \pi D_i l_i} \quad (2.11)$$

#### 2.4.2.3. Correlação de Stephan e Abdelsalam

Utilizando o método estatístico da análise de regressão linear, Stephan e Abdelsalam (1980) desenvolveram diversas correlações para a ebulição nucleada em piscina com diferentes fluidos. Para o fluido de trabalho água, onde a pressão reduzida adimensional varia entre  $10^{-4} \leq p_r \leq 0,886$  e para um ângulo de contato líquido/superfície aquecedora ( $\beta$ ) igual a  $45^\circ$ , tem-se a correlação dada pelo seguinte conjunto de equações:

$$Nu = 0,246 \cdot 10^7 X_1^{0,673} X_3^{1,26} X_4^{-1,58} X_{13}^{5,22} \quad (2.12)$$

onde:

$$h_E = \frac{k_l Nu}{D_i} \quad (2.13)$$



$$X_1 = \frac{q d_b}{T_{sat} k_l} \quad (2.14)$$

$$X_3 = \frac{c_{pl} T_{sat} d_b^2}{\alpha_l^2} \quad (2.15)$$

$$X_4 = \frac{h_{lv} d_b^2}{\alpha_l^2} \quad (2.16)$$

$$X_{13} = \frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l} \quad (2.17)$$

$$d_b = 0,146 \beta \left[ \frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.18)$$

$$\alpha_l = \frac{k_l}{\rho_l c_{pl}} \quad (2.19)$$

onde:  $d_b$  = diâmetro de partida da bolha;

$\alpha_l$  = difusividade térmica do líquido.

Estas expressões podem ser manipuladas algebricamente para se obter a seguinte correlação:

$$R_{fz} = \frac{1}{\left[ 0,246 \cdot 10^7 \left( \frac{q d_b}{T_{sat} k_l} \right)^{0,673} \left( \frac{c_{pl} T_{sat} d_b^2}{\alpha_l^2} \right)^{1,26} \left( \frac{h_{lv} d_b^2}{\alpha_l^2} \right)^{-1,58} \left( \frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l} \right)^{5,22} \right] \pi k_l l_t} \quad (2.20)$$

Nota-se que esta correlação é função das propriedades físicas da água, da geometria do evaporador, da temperatura de saturação da água para um dado fluxo de calor e do diâmetro de partida da bolha.

#### 2.4.2.4. Correlação de Kutateladze

Uma outra correlação também utilizada para se estimar o fenômeno da ebulição nucleada é a correlação de Kutateladze (1959), que leva em conta o tamanho da bolha formada em tal processo. Tal correlação foi intensivamente estudada em Kaminaga et al. (1992), e pode ser representada pela seguinte equação:

$$h_E = 0,0007 \left( \frac{k_l}{l_m} \right) \text{Pr}_l^{0,35} \left( \frac{q l_m}{\rho_v h_{lv} \nu_l} \right)^{0,7} \left( \frac{P_{sat} l_m}{\sigma} \right)^{0,7} \quad (2.21)$$

onde:  $\nu_l$  = viscosidade cinemática;

$P_{sat}$  = pressão de saturação.

O comprimento característico da bolha formada na ebulição é dada por:

$$l_m = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (2.22)$$

Após manipulação algébrica, chega-se a seguinte expressão para a correlação de Kutateladze para a ebulição:

$$R_E = 1428,57 \frac{l_m}{k_l \text{Pr}_l^{0,35} \left( \frac{q l_m}{\rho_v h_{lv} \nu_l} \right)^{0,7} \left( \frac{P_{sat} l_m}{\sigma} \right)^{0,7} A_E} \quad (2.23)$$

## **2.5. Sumário - Correlações**

As correlações aqui descritas serão inseridas dentro do modelo matemático desenvolvido no Capítulo 3 e as diversas curvas teóricas assim resultantes serão comparadas no Capítulo 5 com os dados experimentais obtidos a partir dos testes descritos no Capítulo 4, de forma a se obter as correlações que, junto com o modelo matemático, melhor predizem o comportamento térmico dos circuitos de termossifões bifásicos.

---

## CAPÍTULO 3

---

### 3. MODELO MATEMÁTICO

#### 3.1. Introdução

Pesquisas anteriores realizadas em fornos de cocção mostraram que a temperatura interna da câmara de cocção não é homogênea, ou seja, ocorrem gradientes de temperatura entre as paredes do mesmo. Kupka e Mantelli (2000), modelaram experimentalmente a distribuição da temperatura interna em uma câmara de cocção de um forno industrial, utilizando quatro termossifões bifásicos verticais, localizados nas duas paredes laterais. Obtiveram, como resultado, um potencial de economia de energia de até 68 %, quando comparado a fornos elétricos. Porém, no projeto destes autores apenas duas paredes teriam a sua temperatura controlada.

A utilização do circuito de termossifão bifásico permitiria o controle das temperaturas das quatro paredes internas da câmara de cocção. Assim, com um melhor controle de temperaturas, o potencial de economia de energia seria ainda maior. Além disto, estes circuitos permitiriam a substituição da energia elétrica por GLP ou por gás natural nestes fornos.

O protótipo seria constituído basicamente por um evaporador, localizado em uma seção vertical, e por um condensador, abrangendo as três demais superfícies. No evaporador, o calor poderia ser injetado no circuito de várias formas. Tornaria-se possível aqui, o uso de

energia elétrica, do gás natural ou ainda do GLP. A geometria do circuito de termossifão seria retangular, para melhorar a estabilidade do sistema, conforme estabelecido na literatura.

Água destilada seria o fluido de trabalho utilizado no circuito de termossifão bifásico, uma vez que suas propriedades são bem definidas e determinadas, e também, por não provocar nenhum tipo de contaminação dos alimentos e outros produtos, em caso de rompimento do termossifão.

Um protótipo de um forno de cocção assistido por um circuito de termossifão bifásico pode ser visualizado no desenho esquemático da Figura 3.1.

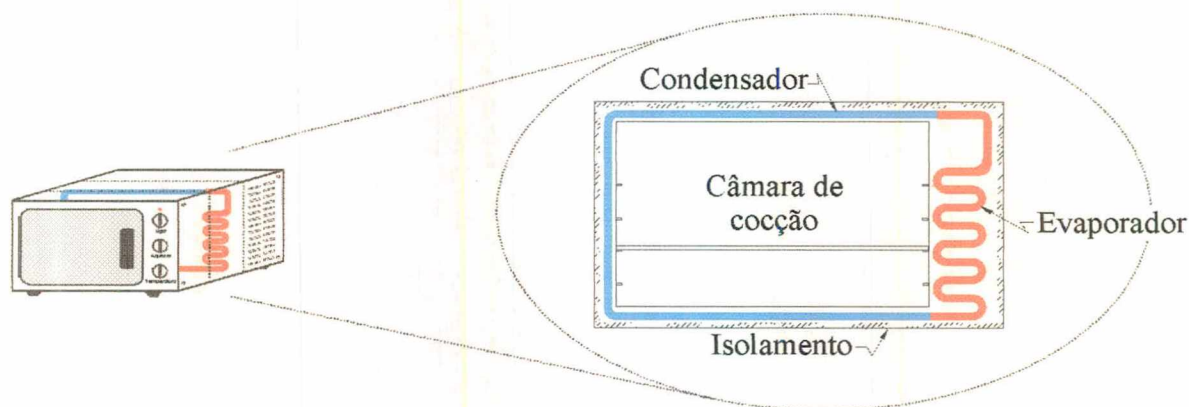


Figura 3.1 - Protótipo de um Forno de Cocção Assistido por Circuito de Termossifão Bifásico

### 3.2. Modelo Analítico

A partir do conhecimento da geometria de um protótipo do forno de cocção assistido por circuito de termossifão bifásico, um modelo analítico baseado no método das resistências térmicas equivalentes pode ser criado para uma estimativa da taxa de transferência global de calor no sistema, de acordo com a equação a seguir:



$$Q = \frac{\Delta T}{R_{eq}} \quad (3.1)$$

onde:  $Q$  = calor fornecido ao sistema;

$\Delta T$  = variação de temperatura entre o evaporador e o condensador;

$R_{eq}$  = resistência equivalente que representa todas as trocas térmicas.

Inicialmente, baseado na literatura e na experiência do NCTS no desenvolvimento de tubos de calor, as seguintes hipóteses simplificadoras podem ser adotadas:

- Modelo unidimensional;
- Isolamento nas paredes do forno;
- Troca radiativa entre as paredes internas da câmara de cocção desprezada;
- Temperatura de parede constante no condensador;
- Fluxo de calor uniforme no evaporador;
- Escoamento laminar e incompressível dentro dos tubos;
- Propriedades do fluido constantes.

Fazendo-se uma análise preliminar do protótipo, onde são desprezadas as trocas radiativas entre as paredes internas da câmara de cocção, que correspondem a parte interna do circuito de termossifão e considerando-se o circuito perfeitamente isolado exteriormente, tem-se o modelo físico esquematizado na Figura 3.2. As resistências mostradas nesta figura podem ser agrupadas de forma a se constituir o circuito térmico equivalente mostrado na Figura 3.3.

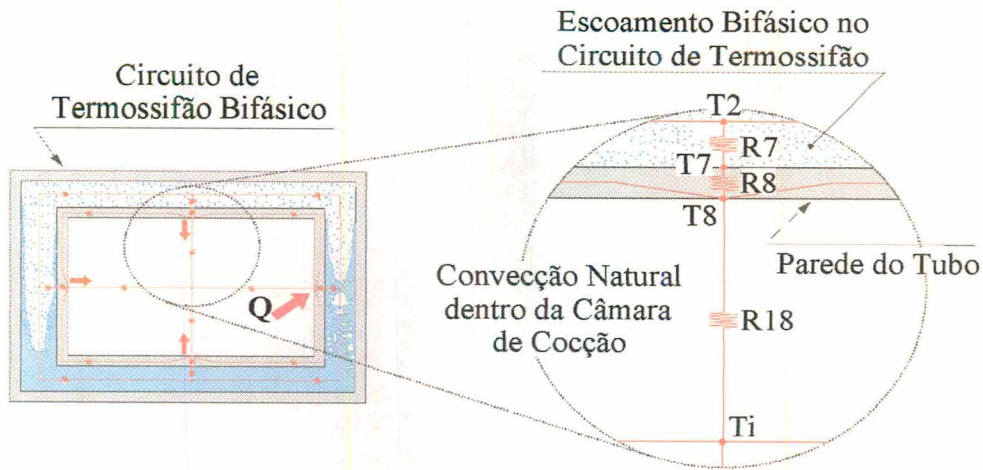


Figura 3.2 - Circuito de Termossifão Bifásico com suas Respectivas Resistências Térmicas

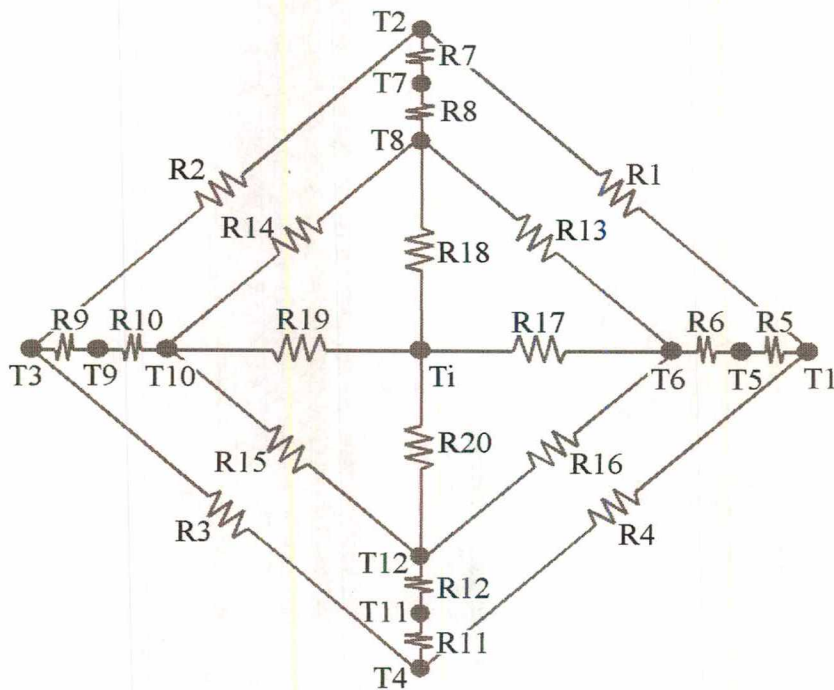


Figura 3.3 - Modelo de Resistência Térmica Equivalente Completo

No circuito térmico mostrado na Figura 3.3,  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  e  $R_4$  representam as resistências térmicas associadas às quedas da temperatura de saturação entre o evaporador e o condensador, devido a queda de pressão do escoamento de vapor e de líquido;  $R_6$ ,  $R_8$ ,  $R_{10}$  e  $R_{12}$  representam as resistências térmicas condutivas radiais através do material do tubo;  $R_{13}$ ,  $R_{14}$ ,  $R_{15}$  e  $R_{16}$  representam as resistências térmicas condutivas axiais através do material do tubo;  $R_7$  e  $R_{11}$  representam as resistências associadas ao movimento do vapor e do líquido nas linhas de vapor e de líquido, respectivamente; enquanto  $R_{17}$ ,  $R_{18}$ ,  $R_{19}$  e  $R_{20}$  representam as resistências térmicas de convecção natural e radiação entre as paredes do circuito de termossifão e o ar dentro da câmara. As resistências térmicas mais difíceis de serem determinadas são  $R_5$  e  $R_9$ , que estão associadas aos mecanismos da ebulição e da condensação, respectivamente. A temperatura  $T_6$  representa o ponto onde a potência é aplicada, e  $T_{10}$ , onde a potência é removida.

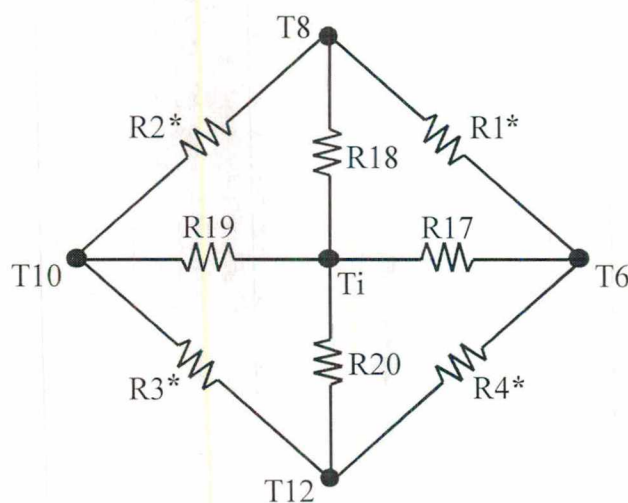


Figura 3.4 - Modelo de Resistência Térmica Equivalente Aproximado



Não é uma tarefa simples obter a resistência térmica equivalente deste circuito. Portanto, as resistências menos importantes devem ser eliminadas. Num primeiro estudo, as resistências internas do forno, incluindo radiação e convecção são comparadas com as resistências térmicas do circuito propriamente dito. Para isto, um modelo aproximado, onde todas as resistências térmicas do circuito são representadas por  $R_1^*$ ,  $R_2^*$ ,  $R_3^*$  e  $R_4^*$ , é mostrado na Figura 3.4. As resistências  $R_{17}$ ,  $R_{18}$ ,  $R_{19}$  e  $R_{20}$  são relativas à convecção natural e à radiação dentro da câmara de cocção do forno, como já observado anteriormente.

Estimando-se  $R_1^* \cong R_2^* \cong R_3^* \cong R_4^* \cong R_A$  e  $R_{17} \cong R_{18} \cong R_{19} \cong R_{20} \cong R_B$ , e utilizando-se a transformação Y- $\Delta$ , apresentada no Apêndice A, tem-se a seguinte expressão analítica para a resistência equivalente do circuito elétrico apresentado na Figura 3.4:

$$R_{eq} = \frac{1}{2 \frac{R_A}{2 R_A R_B + R_A^2} + \frac{1}{R_B} + \frac{1}{2 \frac{R_A}{2 R_A R_B + R_A^2} + \frac{1}{R_B} + \frac{1}{2 \frac{R_A}{2 R_A R_B + R_A^2} + \frac{1}{R_B}}} \quad (3.2)$$

O circuito de termossifão bifásico é um dispositivo de transferência de calor que apresenta pequenas resistências térmicas. Portanto, assumindo-se a hipótese simplificadora de que  $R_B \gg R_A$ , tem-se a seguinte expressão para a resistência equivalente, após a eliminação dos termos da expressão acima que apresentam uma ordem de grandeza bastante inferior quando comparados aos demais:

$$R_{eq} = \frac{1}{4} R_B \quad (3.3)$$

Observa-se então que as resistências do circuito de termossifão são tão inferiores às resistências associadas à transferência de calor do tubo para a câmara de cocção, que os fenômenos de troca de calor dentro do tubo podem, em princípio, ser estudados independentemente.

Seria interessante verificar o erro assumido quando a Equação (3.3) é utilizada em lugar da Equação (3.2). Para tal, as Equações (3.2) e (3.3) são adimensionalizadas adotando-se a resistência térmica adimensional  $X$ , dada por  $X = R_A/R_B$ . Através de manipulação algébrica, as Equações (3.2) e (3.3) tornam-se, respectivamente:

$$\left. \frac{R_{eq}}{R_B} \right|_{\text{resistência completa}} = \frac{X^2 + 4X + 2}{X^2 + 6X + 8} \quad (3.4)$$

$$\left. \frac{R_{eq}}{R_B} \right|_{\text{resistência simplificada}} = \frac{1}{4} \quad (3.5)$$

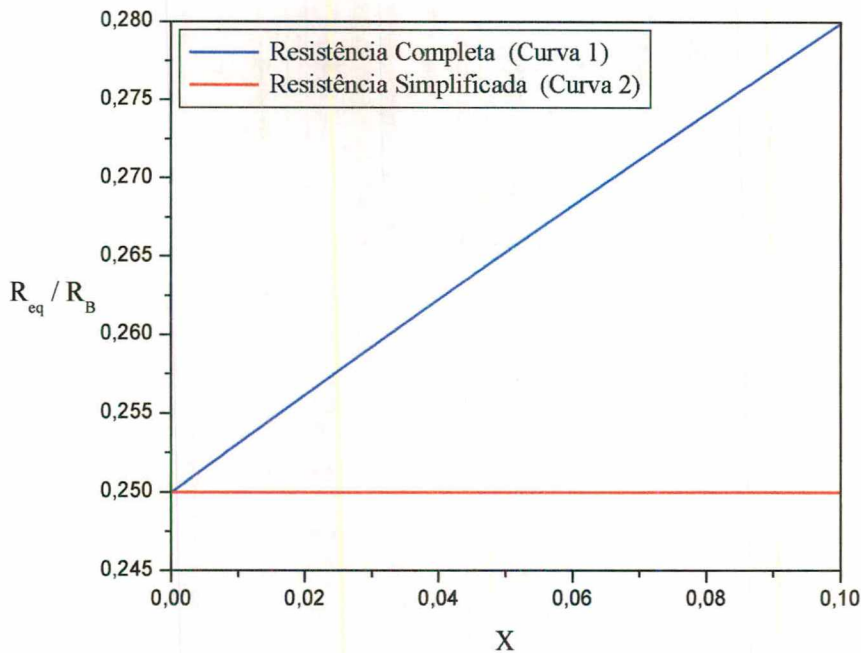


Figura 3.5 - Gráfico das Expressões Analíticas Completa e Simplificada em Função de  $X$

Estas expressões são plotadas em função do parâmetro adimensional  $X$ , como mostra a Figura 3.5, onde a Equação (3.4) é representada pela Curva 1 e a Equação (3.5) pela Curva 2. Este gráfico mostra uma relação linear entre a  $R_{eq}/R_B$  e o parâmetro  $X$  para o modelo completo, enquanto que esta razão se mantém constante para o modelo simplificado.

A Figura 3.6 apresenta uma análise do erro percentual, definido como:

$$Erro\ Percentual = \left[ \left( \frac{\left. \frac{R_{eq}}{R_B} \right|_{resistência\ completa} - \left. \frac{R_{eq}}{R_B} \right|_{resistência\ simplificada}}{\left. \frac{R_{eq}}{R_B} \right|_{resistência\ simplificada}} \right) \times 100 \right], \text{ em função do parâmetro}$$

adimensional  $X$ .

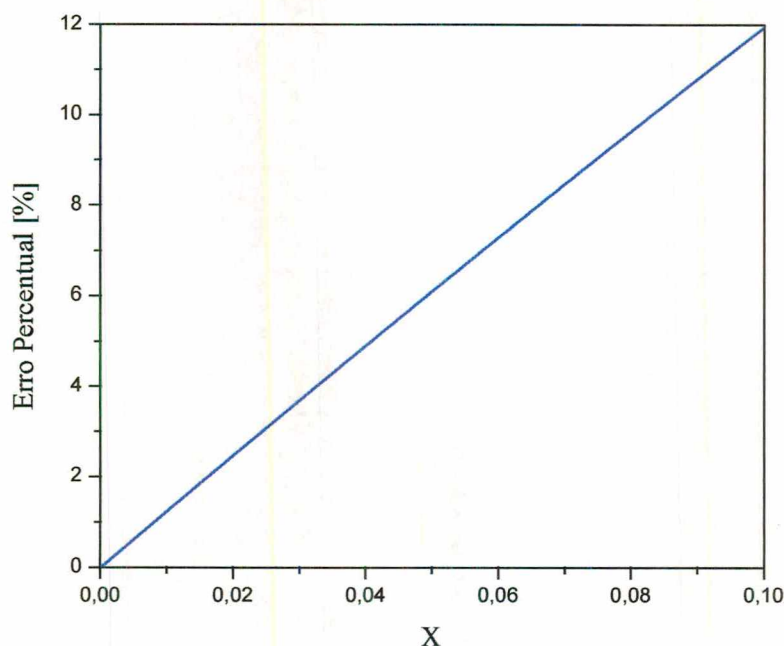


Figura 3.6 - Gráfico do Erro Percentual em Função de  $X$

Por exemplo, para uma resistência  $R_B$  cerca de cem vezes maior do que a resistência  $R_A$ , ou seja,  $X = 0,01$ , o erro percentual seria de mais ou menos 1 %. O valor  $X = 0,01$

representa uma relação entre resistências esperada, mostrando que a adoção da hipótese simplificadora, de que  $R_B \gg R_A$ , é conveniente. Conseqüentemente, como já observado, é possível desacoplar-se o efeito de convecção natural existente na câmara de cocção e o efeito de transferência de calor do circuito de termossifão bifásico, uma vez que a resistência térmica equivalente da convecção natural e da radiação com o meio, o ar no presente caso, é muito maior que a resistência térmica equivalente do circuito de termossifão. Este fato simplifica não apenas a modelagem teórica, mas também o desenvolvimento experimental, uma vez que não será necessário, nesta etapa de desenvolvimento de circuitos de termossifões bifásicos, a simulação das condições de convecção e radiação de um forno real.

Assim, pode-se montar um novo circuito elétrico equivalente, englobando somente o circuito de termossifão, como mostrado na Figura 3.7.

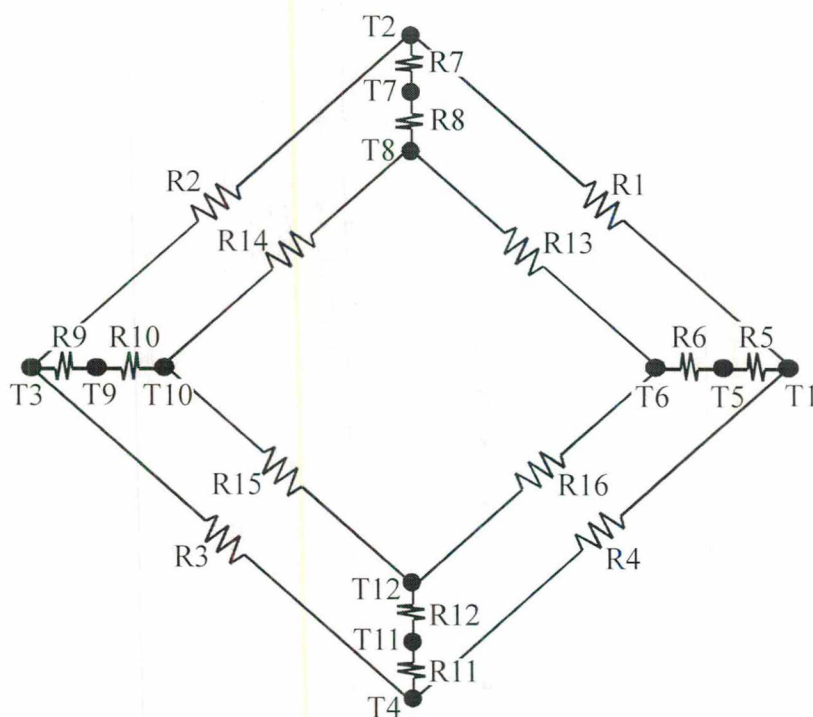


Figura 3.7 - Modelo de Resistência Térmica Equivalente do Circuito de Termossifão Bifásico



Com o objetivo de simplificar ainda mais o circuito elétrico apresentado na Figura 3.7, um estudo da ordem de grandeza relativa entre as resistências deve ser feito. Para isto, cada resistência térmica é estimada utilizando-se expressões matemáticas e correlações encontradas na literatura. Os valores das propriedades físicas e dos parâmetros de projeto utilizados nestes cálculos são mostrados na Tabela 4.2 e na Tabela B.2, (ver Apêndice B).

As resistências térmicas condutivas radiais ( $R_6$ ,  $R_8$ ,  $R_{10}$  e  $R_{12}$ ) são calculadas pela expressão:

$$R_{\text{condução radial}} = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi l_t k_t} \quad (3.6)$$

Já as resistências térmicas condutivas axiais ( $R_{13}$ ,  $R_{14}$ ,  $R_{15}$  e  $R_{16}$ ) são determinadas por:

$$R_{\text{condução axial}} = \frac{l_a}{A_{st} k_t} \quad (3.7)$$

onde, para estas duas últimas equações:

$D_e$  = diâmetro externo do tubo do termossifão;

$D_i$  = diâmetro interno do tubo do termossifão;

$l_t$  = comprimento do evaporador ou condensador do tubo de aço inoxidável;

$k_t$  = condutividade térmica do aço inoxidável;

$l_a$  = comprimento da seção adiabática;

$A_{st}$  = área da seção transversal do tubo de aço inoxidável.

As resistências elétricas associadas à perda de carga do escoamento de vapor e de líquido, representadas por R1, R2, R3 e R4, sob condições normais de operação, podem ser desprezadas, segundo Brost (1996), bem como as resistências R7 e R11, relativas às linhas de vapor e de líquido, respectivamente.

A resistência térmica para a condensação (R9) foi determinada utilizando-se as duas correlações apresentadas na seção 2.4.1. Já a resistência térmica para a ebulição (R5) foi estimada através das quatro correlações selecionadas e apresentadas na seção 2.4.2.

Os valores obtidos para as resistências do circuito apresentado na Figura 3.7 são apresentados na Tabela 3.1, assim como as suas ordens de grandeza.

Tabela 3.1 - Resistências Térmicas Obtidas [K/W] e suas Ordens de Grandezas

	Valores Calculados	Ordem de Grandeza
R6, R8, R10 e R12	0,0095	$\sim 10^{-2}$
R13, R14, R15 e R16	2077,72	$\sim 10^3$
R1, R2, R3 e R4	$\cong 0$	$\sim 10^{-6}$
R9 (Groll e Rösler)	0,0140	$\sim 10^{-2}$
R9 (Kaminaga)	0,0142	$\sim 10^{-2}$
R5 (Rohsenow)	0,0163	$\sim 10^{-2}$
R5 (Borishanski)	0,0193	$\sim 10^{-2}$
R5 (Stephan e Abdelsalam)	0,1051	$\sim 10^{-1}$
R5 (Kutateladze)	0,0236	$\sim 10^{-2}$
R7 e R11	$\cong 0$	$\sim 10^{-6}$

### 3.3. Modelo Simplificado

A resistência térmica equivalente do circuito apresentado na Figura 3.7 é obtida utilizando-se a transformação Y- $\Delta$  mostrado no Apêndice A. A equação final desta resistência equivalente é bastante complexa e não será apresentada. Substituindo-se nesta expressão os valores mostrados na Tabela 3.1, pode-se eliminar resistências e/ou caminhos do circuito resultando no circuito elétrico mais simplificado mostrado na Figura 3.8, onde R21, R22, R23 e R24 são resistências obtidas através da combinação das resistências R8, R12, R13, R14, R15 e R16.

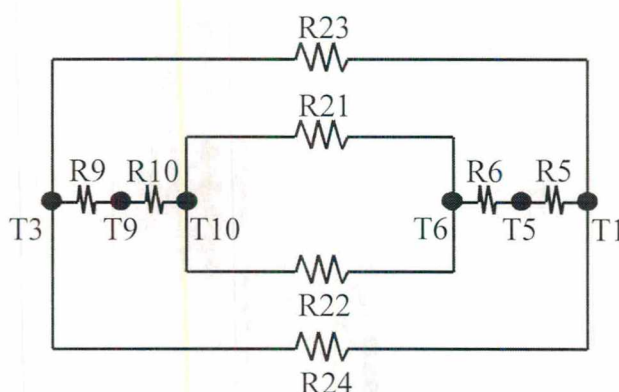


Figura 3.8 - Modelo Simplificado da Resistência Térmica Equivalente

Deve-se observar que esta simplificação é válida independentemente da correlação utilizada na estimativa do coeficiente de troca térmica do condensador e/ou do evaporador. Para uma potência de 600 W, tem-se uma resistência elétrica equivalente final com ordem de grandeza de  $10^{-2}$  para as correlações de Rohsenow, de Borishanski ou de Kutateladze na ebulição e de Groll e Rösler ou de Kaminaga na condensação, e ainda, com ordem de

grandeza de  $10^{-1}$  para a correlação de Stephan e Abdelsalam na ebulição e de Groll e Rösler na condensação.

Sabe-se que as resistências elétricas R23 e R24, que são associadas à queda de pressão devido ao escoamento de vapor e de líquido, respectivamente, podem ser desprezadas, conforme comentado anteriormente. Assim, as temperaturas T1 e T3, são bastante próximas à temperatura de saturação do fluido de trabalho. Logo, um novo circuito elétrico pode ser montado, de acordo com a Figura 3.9.

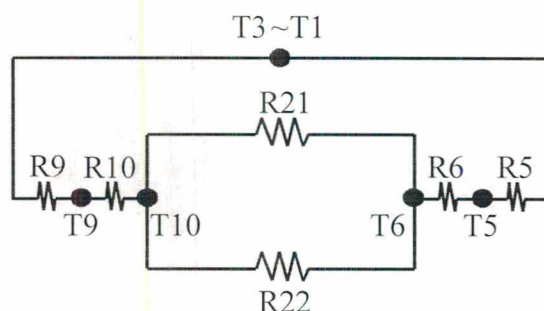


Figura 3.9 - Modelo Simplificado sem as Resistências Associadas à Queda de Pressão na Linha de Vapor e de Líquido

As resistências R 21 e R22 apresentam altos valores, pois estão associadas à condução de calor axial. Assim, conclui-se que o calor injetado no ponto T6, transfere-se, quase que integralmente, através da resistência de condução radial R6, por ser esta muito menor que a de condução axial. Conseqüentemente, tem-se, para o circuito de termossifão bifásico, o circuito elétrico bastante simplificado mostrado na Figura 3.10.



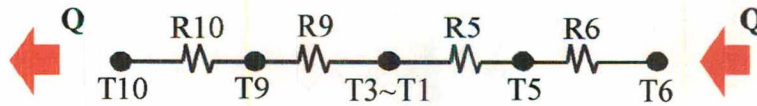


Figura 3.10 - Modelo Simplificado

A resistência equivalente final corresponde ao somatório em série das resistências, sendo dada por:

$$R_{eq} = R6 + R5 + R9 + R10 \quad (3.8)$$

onde:  $R_{eq}$  = resistência térmica equivalente;

$R6$  = resistência térmica de condução radial na seção do evaporador;

$R5$  = resistência térmica de ebulição;

$R9$  = resistência térmica de condensação;

$R10$  = resistência térmica de condução radial na seção do condensador.

A comparação entre os resultados teóricos obtidos, dados pelos modelos apresentados nas Figuras 3.7 e 3.10 é excelente. Exemplificando, para o caso de uma potência de 600 W aplicada no evaporador e a partir dos dados termofísicos obtidos experimentalmente e que serão apresentados no Capítulo 5, observa-se que as resistências térmicas equivalentes são idênticas até a quarta casa decimal, conforme apresentado na Tabela 3.2. Isto era de se esperar, uma vez que, a diferença entre a resistência total obtida antes e depois de cada simplificação adotada no circuito apresentava uma ordem de grandeza menor que  $10^{-4}$ .

Tabela 3.2 - Resistências Térmicas Equivalentes Obtidas [K/W]

	Modelo Completo *	Modelo Simplificado **
Rohsenow - Groll e Rösler	0,0493	0,0493
Borishanski - Groll e Rösler	0,0523	0,0523
Stephan e Abdelsalam - Groll e Rösler	0,1381	0,1381
Kutateladze - Kaminaga	0,0568	0,0568

\* Modelo Completo equivalente à Figura 3.7;

\*\* Modelo Simplificado equivalente à Figura 3.10.

3.4. Modelo Teórico Para as Correlações Seleccionadas

O modelo simplificado, ilustrado na Figura 3.10 e dado pela Equação (3.8), de agora em diante referido como modelo teórico, será utilizado na comparação com dados experimentais no Capítulo 5. Porém, como já observado, a determinação das resistências R5 e R9 depende da correlação a ser utilizada. Diversas curvas teóricas são obtidas a partir da combinação das correlações discutidas no Capítulo 2 e apresentadas na Figura 3.11, em um gráfico da resistência térmica equivalente em função da potência térmica aplicada.

Percebe-se que todas as curvas plotadas apresentam um comportamento semelhante, ou seja, a resistência térmica equivalente apresenta altos valores para baixas potências, diminuindo progressivamente até atingir um patamar quase constante. Considerando-se as três curvas teóricas obtidas com a utilização da correlação de Groll e Rösler para a condensação, tem-se que, para a correlação de Stephan e Abdelsalam, notam-se os maiores valores para a resistência térmica equivalente final, e, são obtidos para a correlação de Borishanski os menores valores. Para a correlação de Rohsenow, nota-se uma queda brusca da resistência

térmica para pequenas potências aplicadas, porém esta curva apresenta um comportamento semelhante ao da correlação de Borishanski, para maiores potências. Um comportamento mais suave pode ser verificado na curva obtida a partir das correlações de Kutateladze e de Kaminaga, onde valores intermediários são obtidos.

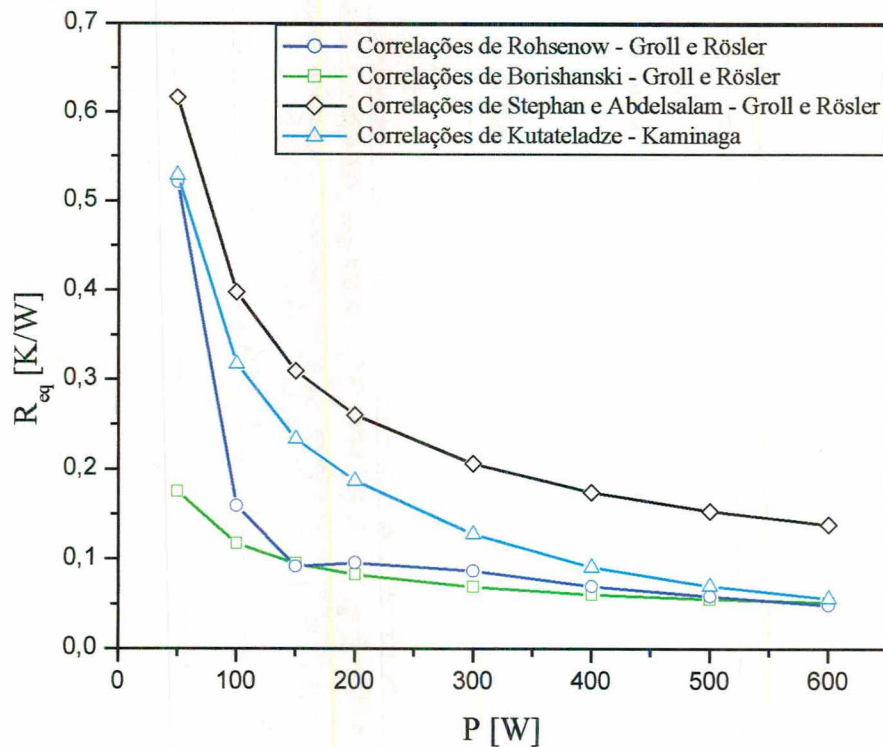


Figura 3.11 - Resultados da Resistência Térmica Equivalente para o Modelo Teórico

### 3.5. Conclusões

Um modelo teórico simples foi desenvolvido para o cálculo da resistência térmica equivalente de um circuito de termossifão bifásico.

Utilizando-se de diferentes correlações obtidas na literatura para a ebulição e para a condensação, foram obtidas as curvas da resistência térmica equivalente teórica para uma

larga faixa de potência aplicada no evaporador. A curva que melhor representa o fenômeno da transferência de calor envolvida no circuito de termossifão estudado será aquela cujos valores da resistência térmica equivalente mais se aproximem dos valores experimentais, conforme será discutido adiante neste trabalho.



---

## **CAPÍTULO 4**

---

### **4. ESTUDO EXPERIMENTAL**

Este capítulo apresenta os aparatos experimentais construídos para testes de circuitos de termossifões bifásicos, assim como uma análise de incertezas experimentais.

#### **4.1. Bancada Experimental**

Para a realização dos testes experimentais, dois circuitos de termossifões bifásicos foram construídos. O primeiro foi feito de vidro (borossilicato) para permitir a visualização e a análise do escoamento do fluido de trabalho internamente ao tubo. O segundo foi construído de aço inoxidável de onde os dados experimentais foram coletados. Ambos os aparatos apresentavam geometria retangular, com 520 mm de largura e 500 mm de altura e se constituíram de tubos com diâmetro externo de 14 mm e espessura de parede de 1,5 mm. Água destilada foi usada como fluido de trabalho.

Em uma das seções verticais do circuito de termossifão encontrava-se o evaporador e na outra o condensador. No caso do termossifão de vidro, para que o condensador e o evaporador fossem mantidos em temperaturas constantes, dois banhos térmicos foram utilizados, mantidos em diferentes níveis de temperatura. A água proveniente destes banhos térmicos circulava em trocadores de calor construídos a partir de um cilindro concêntrico também de vidro, para permitir a visualização dos fenômenos no interior do termossifão de

vidro. No caso do termossifão de aço inoxidável, um banho térmico foi utilizado no condensador para a remoção de calor, e resistências elétricas, do tipo Níquel-Cromo, foram instaladas para fornecer o calor necessário ao evaporador. Isolamentos de espuma de poliestireno expandido foram colocados ao redor dos tubos e do aquecedor elétrico para uma redução das trocas térmicas com o meio externo. Um compensado de madeira de 16 mm de espessura serviu como base para os dois termossifões. Estes, por sua vez, estavam aparafusados em uma bancada metálica construída de tubos Metallon 30 x 30 mm.

No Apêndice B estão apresentados todos os dados geométricos, assim como as propriedades termofísicas dos materiais e fluido de trabalho utilizados nas bancadas experimentais. Um desenho esquemático do aparato experimental construído de vidro é apresentado na Figura 4.1. Deve-se observar que todo o circuito é construído de vidro com exceção da linha de líquido (tubo horizontal inferior) que foi feito de aço inoxidável para permitir a instalação do transdutor de pressão.

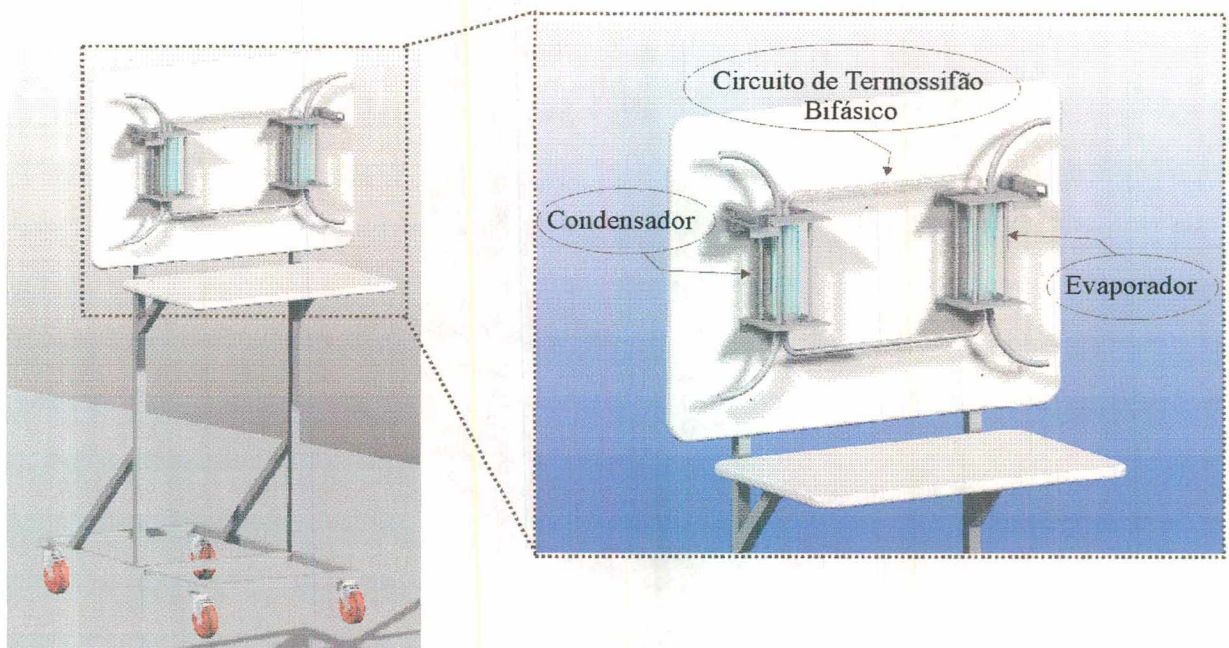


Figura 4.1 - Esquema do Circuito de Termossifão de Vidro



A Figura 4.2 apresenta uma foto do aparato experimental para o circuito de termossifão de vidro.

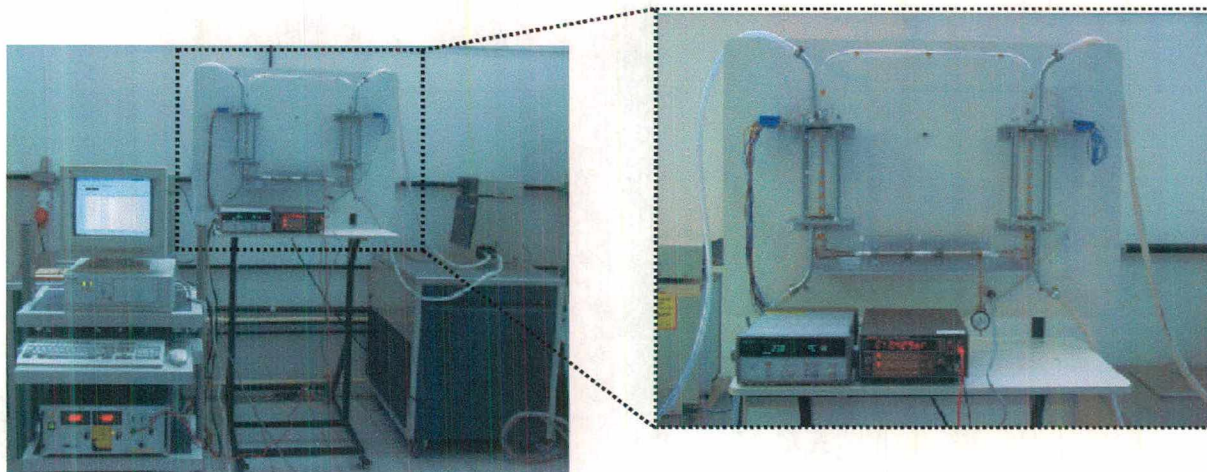


Figura 4.2 - Aparato Experimental de Vidro

O segundo aparato experimental, onde o circuito de termossifão era de aço inoxidável, pode ser visualizado na Figura 4.3. Como será discutido adiante neste capítulo, o mesmo foi testado em diversas inclinações. Na Figura 4.4, observa-se o detalhe deste aparato montado na posição horizontal e na Figura 4.5, o aparato montado com uma inclinação de 15 °. Este ângulo de inclinação ( $\theta$ ) a partir da horizontal é definido conforme mostrado na Figura 4.6.



Figura 4.3 - Aparato Experimental de Aço Inoxidável





Figura 4.4 - Posição Horizontal

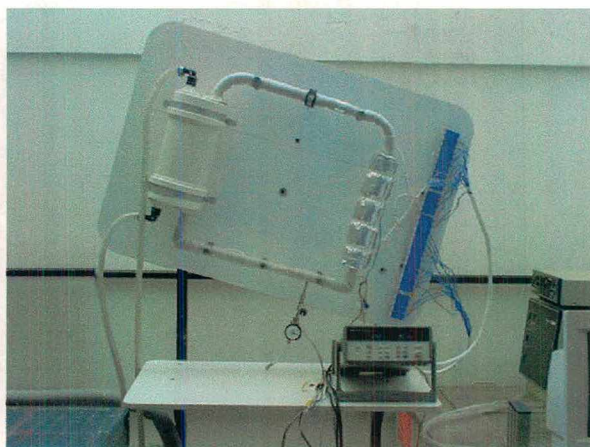
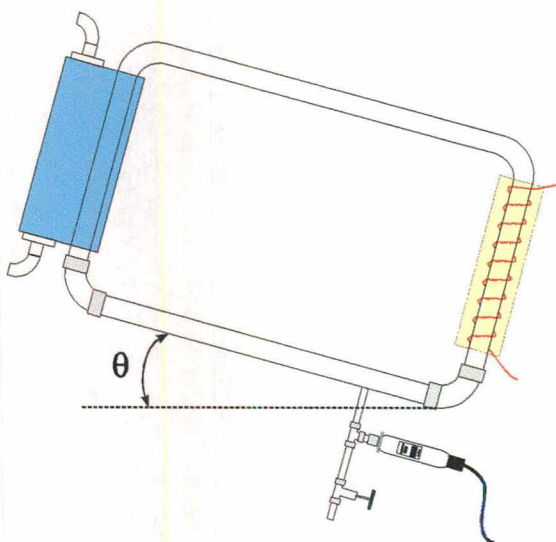


Figura 4.5 - Posição Inclinada

Figura 4.6 - Bancada Experimental de Aço Inoxidável com Ângulo de Inclinação  $\theta$ 

Maiores detalhes dos aparatos experimentais serão apresentados nas seções a seguir.

## 4.2. Instrumentação do Aparato

Os circuitos de termossifões bifásicos foram instrumentados com termopares e com um sensor de pressão, cujos sinais eram captados por um sistema de aquisição, sendo armazenados e processados em um microcomputador.

O sistema de aquisição de sinais utilizado, da marca *Hewlett Packard*, modelo 34970A, é mostrado na Figura 4.7. Tal sistema possui entrada para três “slots” com capacidade de 16 termopares cada um, perfazendo um total de 48 termopares no máximo. O intervalo de aquisição utilizado no presente estudo foi de 5 segundos e a incerteza de medição das temperaturas, incluindo o equipamento e o termopar, foi de 1,0 °C, conforme dados fornecidos pelo fabricante do termopar e do equipamento.



Figura 4.7 - Sistema de Aquisição de Dados Hewlett Packard

Os termopares utilizados para o monitoramento e controle das temperaturas ao longo do circuito de termossifão bifásico eram do tipo T (cobre - constantan), da marca *Omega*, modelo TT-T-36. Na Figura 4.8 é indicado o esquema da montagem do termopar sobre a superfície do tubo do circuito de termossifão.

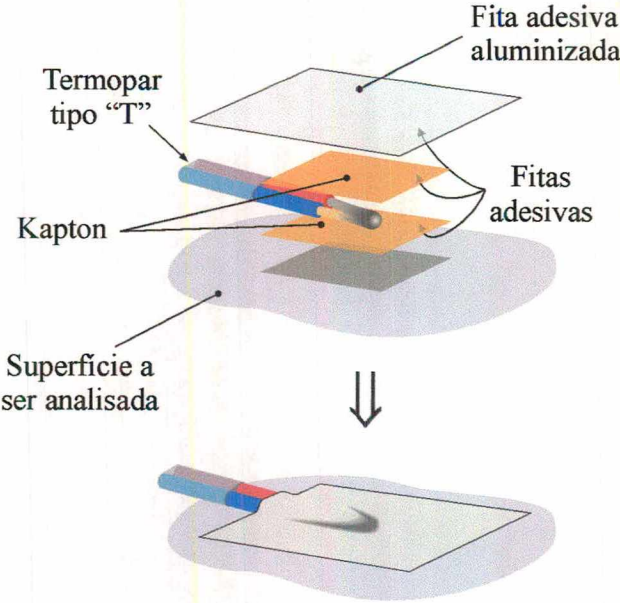


Figura 4.8 - Fixação dos Termopares sobre as Superfícies dos Tubos

Foram instalados 28 termopares no termossifão de vidro e 31 termopares no de aço inoxidável. As posições destes termopares podem ser visualizadas conforme os desenhos mostrados nas Figuras 4.9 e 4.10.

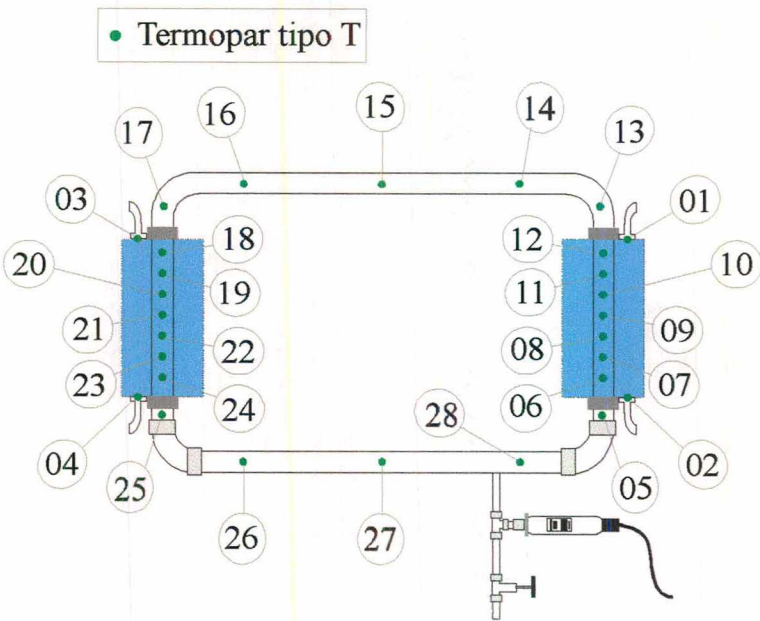


Figura 4.9 - Posição dos Termopares no Termossifão de Vidro



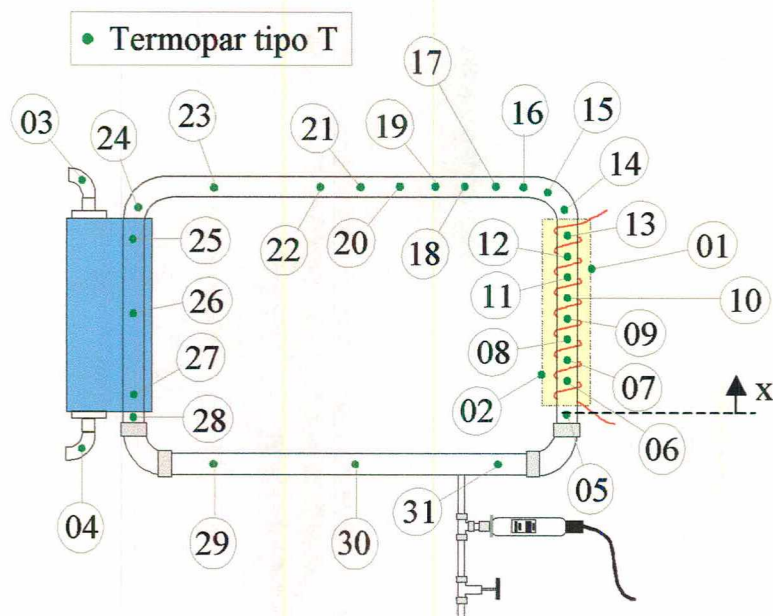


Figura 4.10 - Posição dos Termopares no Termossifão de Aço Inoxidável

A distância linear ( $x$ ) equivalente da posição dos termopares da Figura 4.10 em relação ao início do evaporador (termopar 05) pode ser observada na Tabela 4.1. As posições utilizadas nesta tabela correspondem ao setor em que estes termopares foram instalados. Estas distâncias lineares serão utilizadas na plotagem de alguns gráficos do Capítulo 5.

Tabela 4.1 - Distância Linear dos Termopares a partir do Evaporador

Termopar	Distância Linear [mm]	Posição *	Termopar	Distância Linear [mm]	Posição *
05	0	LL	06	85	EVAP
07	120	EVAP	08	155	EVAP
09	190	EVAP	10	225	EVAP
11	260	EVAP	12	295	EVAP
13	330	EVAP	14	365	LV
15	400	LV	16	435	LV
17	470	LV	18	505	LV
19	540	LV	20	575	LV
21	610	LV	22	645	LV
23	795	LV	24	945	LV
25	1045	COND	26	1145	COND
27	1245	COND	28	1330	LL
29	1420	LL	30	1685	LL
31	1950	LL	05	2040	LL

\* LL: Linha de Líquido; EVAP: Evaporador; LV: Linha de Vapor; COND: Condensador.

Os terminais dos termopares foram fixados em suportes fabricados em perfil U de alumínio, segundo a Figura 4.11, para o termossifão de vidro e Figura 4.12, para o termossifão de aço inoxidável.



Figura 4.11 - Suporte dos Termopares para o Termossifão de Vidro

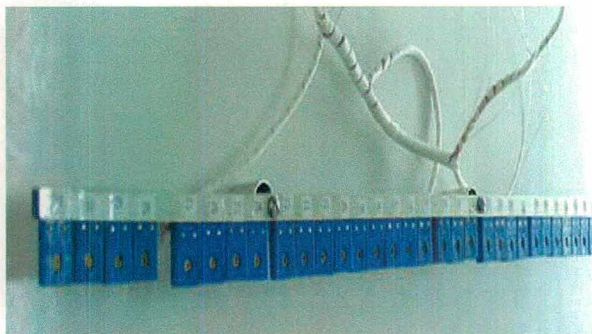


Figura 4.12 - Suporte dos Termopares para o Termossifão de Aço Inoxidável

As saídas dos termopares (“feed throughs”) utilizados para a passagem dos termopares instalados sobre o tubo na região do evaporador e do condensador do aparato de vidro e na região do condensador do aparato de aço inoxidável, e portanto em contato com a água, foi feito a partir de rolhas de silicone. A sequência de montagem desta saída, pode ser melhor visualizada na Figura 4.13. São as seguintes etapas do processo de montagem:

- Etapa 1 - Tem-se uma rolha de silicone número 5 e uma agulha de 2,0 mm de diâmetro;
- Etapa 2 - A rolha de silicone é totalmente perfurada pela agulha;
- Etapa 3 - O fio do termopar é colocado através da rolha por dentro da agulha, até o tamanho desejado;
- Etapa 4 - Então, retira-se a agulha da rolha e posteriormente do fio, tendo-se assim, uma excelente estanqueidade.



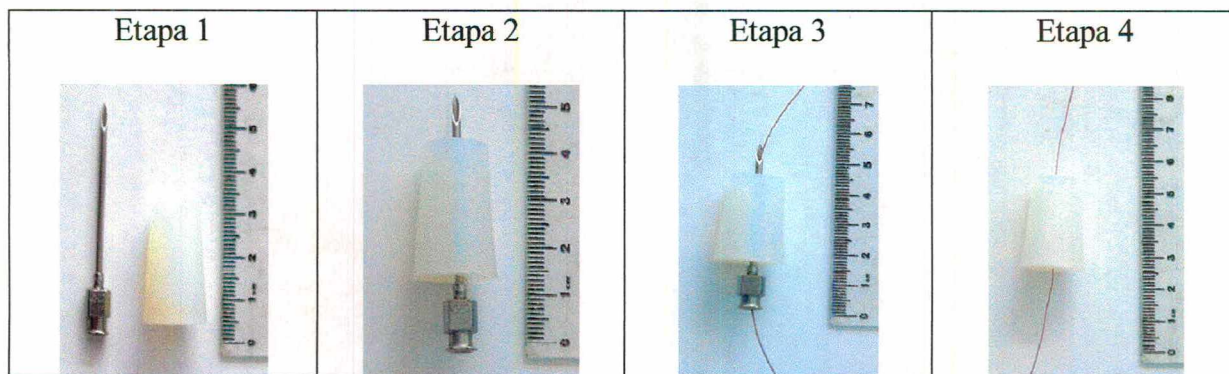


Figura 4.13 - Sequência de Montagem da Saída dos Termopares

Na Figura 4.14 é mostrada a saída dos termopares já montada para o aparato de vidro, e na Figura 4.15, para o aparato de aço inoxidável. Nota-se que este procedimento foi desenvolvido no presente trabalho, apresentando excelentes resultados.



Figura 4.14 - Saída dos Termopares no  
Aparato de Vidro

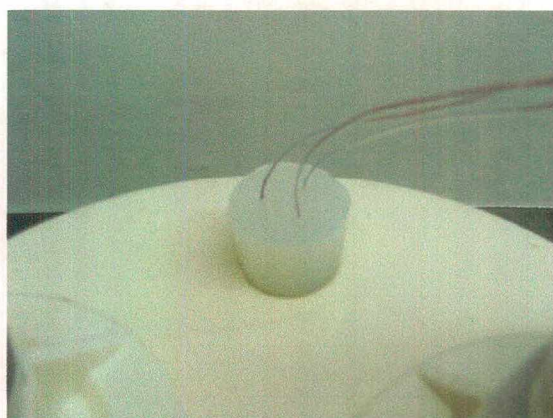


Figura 4.15 - Saída dos Termopares no  
Aparato de Aço Inoxidável

A pressão interna do circuito de termossifão e, conseqüentemente, a temperatura de saturação da água que atua como fluido de trabalho é obtida por meio de um transdutor de pressão da marca *Omega*, modelo PX 302-050 AV, com intervalo de operação de 0 a  $344,7 \times 10^3$  Pa (0 a 50 psi) e incerteza de medição de 0,25 %, conforme o fabricante. A Figura 4.16 apresenta uma fotografia deste transdutor.





Figura 4.16 - Transdutor de Pressão Omega

Um medidor de vazão, do tipo rotâmetro, da marca *Taconova*, modelo *Setter*, com pressão e temperatura máxima de operação de 10 bar e 100 °C, respectivamente, e faixa de medição entre 8 e 30 l/min, foi instalado no ramo do condensador. Uma fotografia do mesmo pode ser observada na Figura 4.17.



Figura 4.17 - Detalhe do Rotâmetro

O computador utilizado para processar as informações obtidas pelo sistema de aquisição foi um *Pentium II* 400 MHz, com 9 GB de HD e 128 MB de memória.

A alimentação elétrica do transdutor de pressão e o fornecimento da corrente elétrica controlada imposta à resistência de aquecimento ao redor do evaporador do termossifão de aço inoxidável foram obtidos a partir de uma fonte de potência de corrente contínua da marca

*Heinzinger*, modelo PTN 125-10, cuja faixa de operação é de 0 a 10 A e de 0 a 125 V. Esta fonte é mostrada na Figura 4.18.



Figura 4.18 - Fonte de Alimentação de Potência Heinzinger

### 4.3. Evaporadores

Como já observado, no aparato experimental de vidro, o evaporador construído também de vidro foi montado coaxialmente ao termossifão, por onde circulava-se água quente, a qual fornecia calor suficiente para fazer com que o fluido de trabalho dentro do termossifão entrasse em ebulição. Este evaporador pode ser visto na Figura 4.19.





Figura 4.19 - Evaporador do Aparato de Vidro

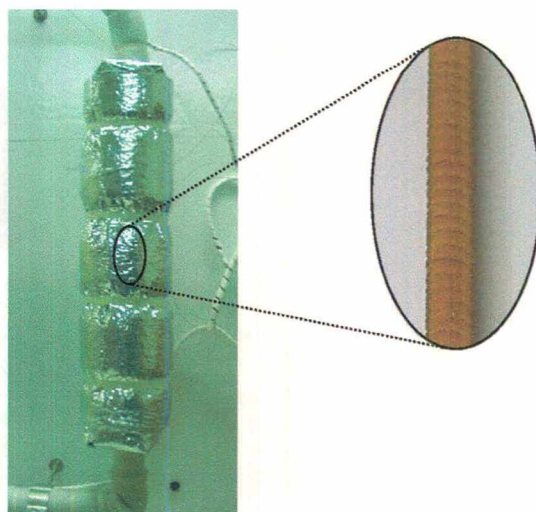


Figura 4.20 - Evaporador do Aparato de Aço Inoxidável

Já no aparato experimental onde o tubo do termossifão foi feito de aço inoxidável, o evaporador foi montado da seguinte forma: uma primeira camada de Kapton foi enrolada espiralmente ao redor do tubo, que garantiu o isolamento elétrico; em seguida, uma resistência de Níquel-Cromo também foi enrolada espiralmente ao redor do mesmo, mantendo sempre uma distância padrão entre voltas; uma segunda camada de Kapton foi colocada sobre a resistência para evitar um possível curto-circuito entre as voltas da resistência; sobre este Kapton foi colocada uma camada de lã de rocha de seção circular para isolamento por condução, de forma a minimizar as perdas térmicas para o ambiente; finalmente, sobre o isolamento de lã de rocha, uma última camada de alumínio para minimizar as perdas térmicas por radiação com o ambiente foi instalada. Na Figura 4.20 pode-se observar o evaporador do termossifão de aço inoxidável, juntamente com sua resistência elétrica interna.

Tendo-se a máxima potência ( $Q$ ) a ser gerada nos testes (600 W), dimensiona-se o comprimento total da resistência de Níquel-Cromo a partir da resistividade do mesmo, fornecida pelo fabricante e das bem conhecidas relações entre potência, voltagem e corrente

elétrica. No presente caso, utilizou-se um comprimento ( $L$ ) de 2,3 m da resistência elétrica de Níquel-Cromo.

#### 4.4. Condensadores

Da mesma forma que o evaporador, o condensador do termossifão de vidro também foi montado coaxialmente ao próprio termossifão. Este possuía uma geometria similar ao do evaporador, usando água como fluido refrigerante, cuja temperatura foi controlada por um banho térmico. Tal condensador é mostrado na Figura 4.21.

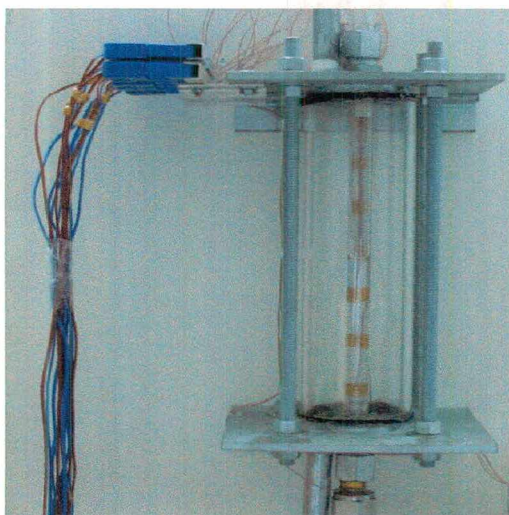


Figura 4.21 - Condensador do Aparato de Vidro



Figura 4.22 - Condensador do Aparato de Aço Inoxidável

Já o aparato do termossifão de aço inoxidável possuía um condensador montado com um tubo de PVC, cujo diâmetro era de 150 mm e o comprimento era de 300 mm, juntamente com duas tampas também de PVC. Este trocador de calor era capaz de manter a temperatura do condensador constante através da circulação de água fria proveniente de um banho



térmico, semelhantemente ao condensador do aparato de vidro. Na Figura 4.22, o condensador de PVC pode ser observado.

Os banhos térmicos foram obtidos através de um aparelho da marca *Lauda Ultra-Kryomate*, modelo RUK 40 S, cuja temperatura de operação encontra-se entre -40 e 100 °C. A Figura 4.23 mostra este equipamento.

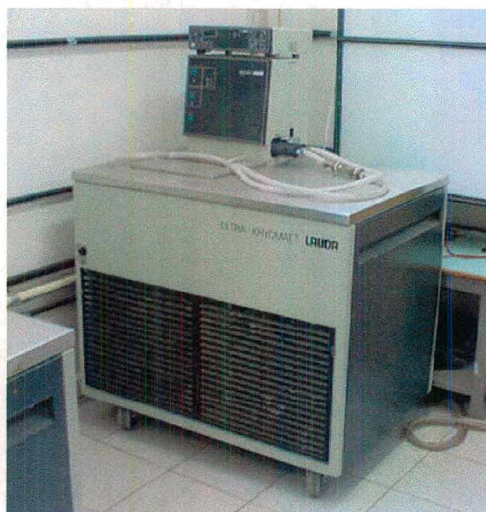


Figura 4.23 - Banho Térmico Lauda Ultra-Kryomate

## 4.5. Procedimento Experimental

A seguir, será apresentada a metodologia utilizada para a montagem das bancadas e o procedimento experimental adotado para a realização dos testes dos circuitos de termossifão bifásico, bem como todos os parâmetros utilizados em cada teste e suas variações.

### 4.5.1. Metodologia de Montagem

Antes da montagem do aparato experimental, todas as peças do termossifão foram limpas em um processo de imersão em banho de tricloroetileno ( $C_2HCl_3$ ), executada em um aparelho de ultra-som, da marca *Elma*, modelo Transsonic TP1000/H.

Após a limpeza das peças dos termossifões, partiu-se para a montagem dos mesmos. No aparato de vidro, mais frágil, foram colocados os primeiros termopares sobre o evaporador e o condensador. Em seguida, montou-se a parte inferior construída de aço inoxidável do termossifão, ajustando-se os dois cotovelos nas duas seções verticais. Uma vez estando o termossifão montado e bem vedado, com todos os termopares instalados, partiu-se para a evacuação do mesmo e ao posterior carregamento. A parte inferior do termossifão possui uma válvula, cuja finalidade é possibilitar o carregamento do mesmo. Assim, o aparato experimental de vidro estava pronto para o início dos testes.

No aparato de aço inoxidável, a seção do evaporador foi montada primeiro. Uma resistência foi enrolada espiralmente ao redor do mesmo, conforme descrito no item 4.4. Conjuntamente, termopares foram colocados dentro do condensador e este foi montado de maneira a garantir a estanqueidade da água de resfriamento, oriunda do banho térmico. Assim, os dois cotovelos foram ajustados nas duas seções verticais e apertados de modo a obter uma perfeita vedação no termossifão. Uma vez estando o termossifão perfeitamente vedado, com todos os termopares instalados e com os isolamentos térmicos nas linhas de líquido e de vapor colocados, evacuou-se o mesmo e o carregamento, então, foi efetuado. Desta forma, o aparato experimental de aço inoxidável estava pronto para ser testado.

#### 4.5.1.1. Carregamento do Fluido de Trabalho

Para se obter o volume de carregamento correto, a quantidade de fluido que mudará de fase líquido-vapor no interior do tubo evacuado, assim que o mesmo for carregado, deve ser estimada a fim de garantir a quantidade de líquido necessária, ou seja, a razão de preenchimento desejada. Entende-se por razão de preenchimento a relação, em porcentagem, entre a altura de líquido e a altura do evaporador. Nota-se que toda a linha de líquido se encontra inundada por fluido de trabalho, assim como parte do condensador e parte do evaporador. Serão discutidas a seguir, as etapas para o cálculo do volume de carregamento do líquido serão descritas.

Primeiramente, determina-se o volume final ( $V_2$ ) do circuito de termossifão. Dada uma certa razão de preenchimento ( $P$ ) em relação a altura do evaporador, calcula-se o volume inicial ( $V_1$ ). No volume inicial tem-se somente líquido e no volume final tem-se a soma de líquido mais o vapor. Assim, o volume de preenchimento ( $V_p$ ) será igual a parte somente de líquido do volume final ( $V_{2L}$ ). A massa inicial ( $m_1$ ) pode agora ser calculada através da equação a seguir:

$$m_1 = \rho_L V_1 \quad (4.3)$$

Como não há vazamentos no sistema, tem-se que a massa do fluido inicial e a final são iguais. Utilizando-se uma tabela termodinâmica, obtemos os valores do volume específico ( $v$ ) no estado final e inicial (antes do carregamento) para o líquido e para o vapor, uma vez que a temperatura é a mesma em ambos os estados. A expressão algébrica para a determinação do



título do líquido-vapor saturado é desenvolvida no Apêndice C. Assim, calcula-se o título ( $X$ ) através da Equação (C.9), reproduzida a seguir:

$$X = \frac{\frac{V_2}{m_1} - v_{1L}}{v_{1v} - v_{1L}} \quad (4.5)$$

Sabendo-se que  $m_{2v} = Xm_2$  e que  $m_{2L} = (1-X)m_2$ , tem-se a massa total final ( $m_2 = m_{2v} + m_{2L}$ ). Por outro lado, como  $V_{2v} = m_{2v}v_{2v}$  e  $V_{2L} = m_{2L}v_{2L}$ , tem-se o valor do volume final ( $V_2 = V_{2v} + V_{2L}$ ). Os valores do volume final ( $V_2$ ) e da massa final ( $m_2$ ) devem coincidir com o volume e a massa iniciais. Assim, finalmente, tem-se o valor exato do volume de carregamento ( $V_P$ ), uma vez que este volume de carregamento é igual ao volume somente de líquido no estado final.

Para um melhor entendimento de todos os passos descritos para o cálculo do volume de preenchimento é apresentado o fluxograma de cálculo, mostrado na Figura 4.24.

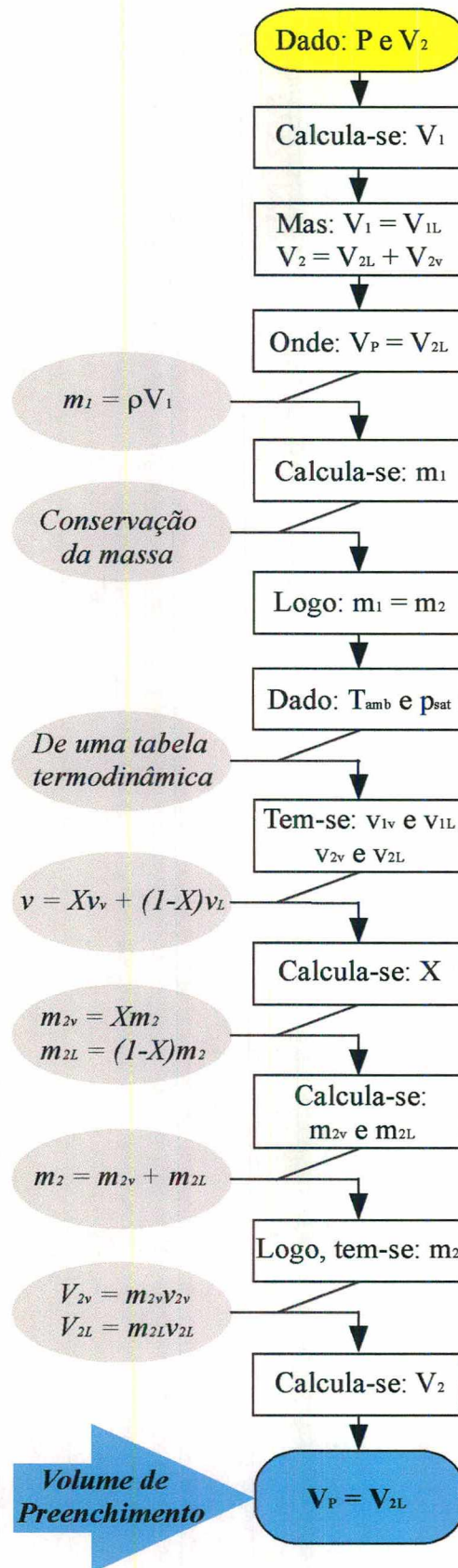


Figura 4.24 - Fluxograma para o Cálculo do Volume de Preenchimento do Termossifão

As propriedades físicas da água utilizada como fluido de trabalho, para uma pressão de saturação de 4,2 kPa estão relacionadas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Propriedades do Fluido de Trabalho

Temperatura de Saturação Inicial	$T_{\text{sat}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Densidade do Líquido	$\rho_l = 996,0 \text{ kg/m}^3$
Densidade do Vapor	$\rho_v = 0,03 \text{ kg/m}^3$
Entalpia do Líquido	$h_l = 125,79 \text{ kJ/kg}$
Entalpia do Vapor	$h_v = 2556,3 \text{ kJ/kg}$
Calor Latente de Vaporização	$h_{lv} = 2430,5 \text{ kJ/kg}$
Calor Específico do Líquido à Pressão Constante	$c_{pl} = 4,178 \text{ kJ/kg.K}$
Condutividade Térmica do Líquido	$k_l = 0,615 \text{ W/m.K}$
Viscosidade do Líquido	$\mu_l = 805 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$
Tensão Superficial	$\sigma = 0,0713 \text{ N/m}$
Número de Prandtl do Líquido	$Pr_l = 5,44$

A partir destes dados, obtêm-se os valores mostrados na Tabela 4.3 para o volume de preenchimento de fluido de trabalho do circuito de termossifão bifásico de aço inoxidável, para as respectivas razões de preenchimento.

Tabela 4.3 - Valores do Volume de Preenchimento do Termossifão

P [%]	V <sub>P</sub> [ml]
20	75
60	99

A Figura 4.25 mostra uma fotografia do circuito de termossifão bifásico de aço inoxidável quando estava sendo carregado. O circuito de termossifão foi evacuado através de uma bomba turbo-molecular, atingindo um vácuo de  $5,0 \times 10^{-8}$  bar. O preenchimento com o fluido de trabalho foi realizado posteriormente à evacuação do termossifão.

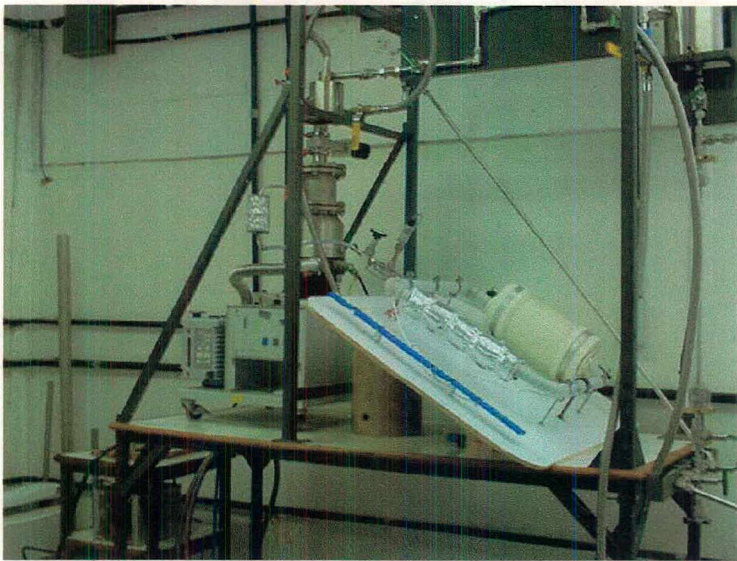


Figura 4.25 - Carregamento do Termossifão de Aço Inoxidável



### 4.5.2. Metodologia de Testes

A seguinte metodologia experimental foi aplicada para a realização dos testes de ambos os aparatos (de vidro e de aço inoxidável):

- Definição da razão de preenchimento;
- Montagem do aparato experimental;
- Instrumentação do termossifão;
- Inclinação da bancada, conforme o ângulo desejado;
- Fornecimento de corrente elétrica ao transdutor de pressão;
- Acionamento do banho térmico para manter constante a temperatura do condensador;
- Início dos testes com a aplicação de 50 W de potência;
- Aumento da potência em 50 W a cada 30 minutos, até a potência de 600 W;
- Coleta e tratamento dos dados aferidos.

### 4.5.3. Parâmetros de Testes

Os testes foram executados variando-se a razão de preenchimento do termossifão em relação a altura do evaporador, o grau de inclinação do mesmo, a temperatura do condensador e a potência fornecida ao evaporador. A potência inicial adotada foi de 50 W, com degraus de 50 W a cada 30 minutos, até 600W. A temperatura do condensador foi mantida constante com o uso de um banho térmico.

Um dos parâmetros testados foi o grau de inclinação do circuito de termossifão bifásico. O objetivo desta inclinação foi testar o circuito em diferentes razões de preenchimento, sem ter que carregar novamente o sistema com o fluido de trabalho a cada

teste, ou seja, a cada inclinação adotada, uma nova razão de preenchimento ( $P^*$ ) em relação a altura do evaporador foi obtida. A nova altura do evaporador ( $h_{2E}$ ), a partir da altura inicial ( $h_1$ ) e do grau de inclinação ( $\theta$ ), pode ser determinada conforme a Figura 4.26.

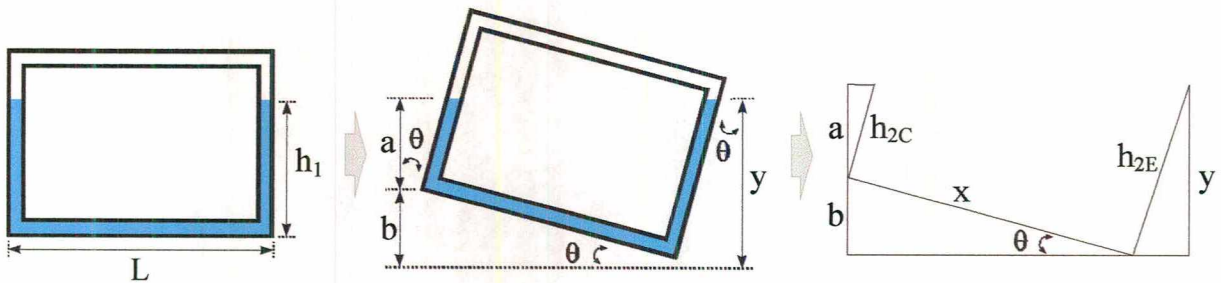


Figura 4.26 - Inclinação da Bancada Experimental

A altura do líquido ( $y$ ), em função de largura do circuito de termossifão ( $L$ ), do ângulo de inclinação ( $\theta$ ) e da altura do líquido no condensador ( $h_{2C}$ ) é dada por:

$$y = L \sin(\theta) + h_{2C} \cos(\theta) \quad (4.12)$$

onde:

$$y = h_{2E} \cos(\theta) \quad (4.13)$$

Assim:

$$h_{2C} + h_{2E} = 2h_1 \quad (4.14)$$

Igualando-se as Equações (4.12) e (4.13), tem-se uma das equações, que conjuntamente com a Equação (4.14), formam um sistema linear de duas equações e duas incógnitas. Resolvendo-se este sistema, tem-se o valor da altura final do evaporador e, conseqüentemente, a nova razão de preenchimento  $P^*$ .



Na Tabela 4.4 estão descritos os testes realizados, identificados por números na coluna da esquerda, onde os parâmetros adotados são apresentados, assim como o tempo de duração de cada teste.

Tabela 4.4 - Parâmetros dos Testes Executados

Teste	Potências [W]	T <sub>c</sub> [°C]	θ [°]	P [%]	P* [%]	Duração [min]
01	50, 100, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 550, 600	20	0	60	60	360
02	50, 100, 150, 200, 300, 400, 500, 600	30	0	60	60	300
03	50	criostato desligado	0	60	60	160
04	50, 100, 150, 200, 300, 400, 500, 600	20	15	60	82	240
05	50, 100, 150, 200, 300, 400, 500, 600	20	25	60	98	240
06	50, 100, 150, 200, 300, 400, 500, 600	20	35	60	118	240
07	50, 100, 150, 200, 300, 400, 500, 600	20	35	20	78	240
08	50, 100, 150, 200, 300, 400, 500, 600	20	25	20	58	240
09	50, 100, 150, 200, 300, 400, 500, 600	20	15	20	42	240
10	50	20	0	20	20	32

Com respeito à duração dos testes descritos na Tabela 4.4, deve-se observar que no Teste 01, dados experimentais de temperatura foram obtidos para doze diferentes potências, em intervalos de 30 minutos cada, perfazendo um tempo total de 6 horas. Como maiores variações de temperatura foram observadas para a aplicação de potências mais baixas, decidiu-se no Teste 02, que as duas primeiras potências fossem verificadas num prazo maior de tempo, com 60 minutos e as demais com 30 minutos cada, perfazendo um tempo total de 5 horas. Persistindo as oscilações na temperatura, optou-se por analisar a primeira potência de 50 W por um período maior de 160 minutos no Teste 03. Como durante todo este tempo verificou-se que as oscilações não eram suprimidas, todos os demais testes foram realizados em intervalos de tempos de 30 minutos cada um, para cada potência medida e analisada.

A Tabela 4.5 apresenta os valores das correntes elétricas e das tensões aplicadas à resistência elétrica para que as potências térmicas desejadas fossem atingidas, lembrando-se que esta potência pode ser determinada pelo produto da voltagem pela corrente.

Tabela 4.5 - Relação entre Potência Térmica e a Corrente e Voltagem Aplicadas

Q [W]	i [A]	U [V]
50	2,25	22,23
100	3,18	31,45
150	3,90	38,46
200	4,50	44,45
250	5,03	49,70
300	5,51	54,45
350	5,95	58,83
400	6,36	62,90
450	6,75	66,67
500	7,12	70,23
550	7,46	73,73
600	7,80	76,92

#### 4.5.4. Tratamento de Dados

Nesta seção será apresentada a maneira com que os dados obtidos foram tratados. Os resultados experimentais serão apresentados e discutidos no Capítulo 5.

##### 4.5.4.1. Pressão de Saturação

Para se saber a pressão de saturação e, conseqüentemente, a temperatura de saturação dentro do circuito de termossifão bifásico, os dados obtidos a partir de um sensor de pressão,

foram utilizados. Este sensor, porém, foi instalado na linha de líquido, sofrendo a influência da coluna d'água do evaporador e do condensador. Tendo-se a razão de preenchimento deste termossifão, e portanto, a altura da coluna de água na seção vertical do mesmo, pode-se determinar a pressão de saturação através da equação:

$$P_{sat} = P_{sensor} - \rho_{água} g h_{água} \quad (4.13)$$

onde:  $p_{sat}$  = pressão de saturação;

$p_{sensor}$  = pressão medida no sensor;

$\rho_{água}$  = densidade da água destilada (fluido de trabalho);

$g$  = aceleração da gravidade;

$h_{água}$  = altura da coluna de água.

Na Figura 4.27 pode-se observar a posição do sensor de pressão, e os parâmetros físicos levados em conta para o cálculo da pressão de saturação.

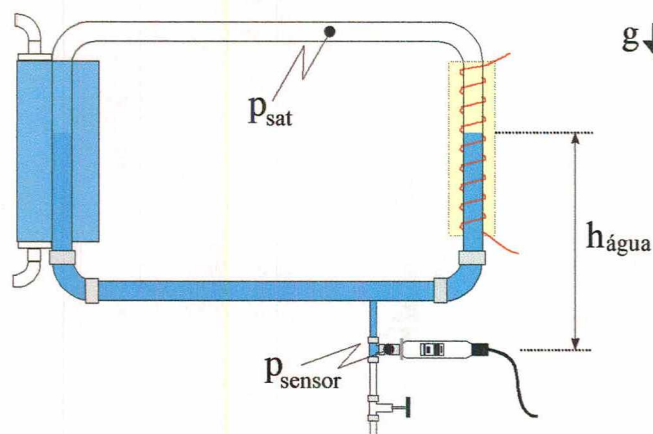


Figura 4.27 - Pressão de Saturação



#### 4.5.4.2. Temperaturas e Resistência Térmica

Conforme visto anteriormente, o aparato experimental de aço inoxidável foi instrumentado por 31 termopares, de acordo com a Figura 4.10. Por temperatura de cada seção entende-se o valor obtido através da média aritmética das temperaturas para cada intervalo de tempo medido. Assim, para a temperatura média do evaporador ( $\bar{T}_E$ ), da linha de vapor ( $\bar{T}_{LV}$ ), do condensador ( $\bar{T}_C$ ) e da linha de líquido ( $\bar{T}_{LL}$ ), tem-se respectivamente:

$$\bar{T}_E = \frac{\sum_{i=06}^{13} T_i}{8} \quad (4.14)$$

$$\bar{T}_{LV} = \frac{\sum_{i=14}^{24} T_i}{11} \quad (4.15)$$

$$\bar{T}_C = \frac{\sum_{i=25}^{27} T_i}{3} \quad (4.16)$$

$$\bar{T}_{LL} = \frac{\sum_{i=28}^{31} T_i + T_{05}}{5} \quad (4.17)$$

Para a determinação da resistência térmica equivalente experimental, a seguinte média aritmética das temperaturas, na seção do evaporador e do condensador para a dada potência, foi obtida, englobando todos os instantes de tempo após o regime permanente ter sido alcançado:



$$\bar{T}_E^Q = \frac{\sum_{i=1}^n \bar{T}_E^i}{n} \quad (4.18)$$

$$\bar{T}_C^Q = \frac{\sum_{i=1}^n \bar{T}_C^i}{n} \quad (4.19)$$

A resistência térmica experimental é então determinada através da equação:

$$R_{\text{equivalente experimental}} = \frac{\bar{T}_E^Q - \bar{T}_C^Q}{Q} \quad (4.19)$$

onde:  $Q$  é a potência térmica líquida dada pela potência total dissipada menos as perdas térmicas ( $Q = Q_{\text{total}} - Q_{\text{perdas}}$ ).

#### 4.5.4.3. Análise das Incertezas Experimentais

Inicialmente todos os termopares utilizados para o monitoramento do aparato experimental foram calibrados usando-se água destilada a 0 °C. Percebeu-se que todos os resultados, neste ponto de calibração, apresentavam erros sistemáticos menores a incerteza de medição fornecida pelo fabricante do termopar, que era de 1,0 °C. Desta forma, agindo-se a favor da segurança, segundo recomendação de Holman (1994), a maior incerteza de medição foi utilizada na determinação da incerteza experimental.

Para o cálculo da potência inserida no evaporador, utiliza-se a expressão  $Q = U i$ , que envolve as incertezas experimentais da corrente elétrica ( $i$ ) e da voltagem ( $U$ ) mostradas na Tabela 4.6. Estes valores são propagados para a determinação da potência aplicada, seguindo-

se a metodologia sugerida por Holman (1994) e discutida no Apêndice D. Os valores máximos e mínimos encontrados, para uma potência nominal de 1000 W, são também apresentadas na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 - Erros Experimentais

i [A]	$10 \pm 0,01$
U [V]	$100 \pm 0,1$
$Q_{\max}$ [W]	1002 (+0,2%)
$Q_{\min}$ [W]	998 (-0,2%)

Desta forma e a favor da segurança, assumiu-se como a incerteza experimental para os termopares um valor igual a  $\pm 1,0$  °C e para a potência um valor igual a  $\pm 2,0$  W.

Além da distribuição de temperatura ao longo do tubo, espera-se também obter a resistência térmica global, entre o evaporador e o condensador. Esta resistência será comparada com os resultados obtidos a partir dos modelos teóricos apresentados no capítulo seguinte.

Tomando-se como exemplo o melhor caso, conforme descrito no próximo capítulo, onde  $P = 60$  % e  $\theta = 25$  °, tem-se incertezas experimentais variáveis com a potência aplicada no evaporador, obtidas conforme descrito no Apêndice D. A Tabela 4.7 apresenta estes valores. Nota-se que, neste caso, as incertezas variam de 0,6 a 1,3 % para potências de 600 e 50 W, respectivamente, sendo inversamente proporcionais ao nível da potência aplicada.

Tabela 4.7- Incerteza Experimental da Resistência Térmica

Potência [W]	$R_{eq}$ [K/W]	$w_3$ [W]	$w_R$ [K/W]	Incerteza Experimental [%]
50	0,6513	0,3171	0,0088	1,3
100	0,3719	0,4478	0,0041	1,1
150	0,2742	0,5482	0,0026	0,9
200	0,198	0,6329	0,0019	0,9
300	0,1281	0,7750	0,0013	1,0
400	0,1101	0,8948	0,0009	0,8
500	0,1013	1,0003	0,0008	0,7
600	0,0963	1,0957	0,0006	0,6

4.6. Conclusões

Neste capítulo foram descritos os aparatos experimentais montados para o estudo dos circuitos de termossifões bifásicos. Também foram apresentadas as metodologias de montagem e de testes adotados. As incertezas experimentais observadas foram determinadas. Os resultados obtidos serão apresentados e analisados no próximo capítulo.

---

## **CAPÍTULO 5**

---

### **5. RESULTADOS**

Este capítulo discorrerá a respeito dos resultados experimentais obtidos durante a execução dos testes nos dois diferentes tipos de aparatos construídos, primeiramente o de vidro e posteriormente o de aço inoxidável, e de sua comparação com os modelos analíticos desenvolvidos no Capítulo 3.

#### **5.1. Aparato Experimental de Vidro**

Como comentado nos capítulos anteriores, o aparato experimental de vidro foi construído objetivando a visualização do escoamento bifásico presente no interior do circuito de termossifão. Esta visualização se torna interessante devido à complexidade do fenômeno físico envolvido e a ausência de uma descrição detalhada deste fenômeno na literatura.

Uma característica importante do vidro de borossilicato é a sua transparência e sua capacidade de resistir a altas temperaturas. Logo, a visualização do escoamento em altas temperaturas foi possível, assim como a verificação das regiões de escoamento mais críticas do termossifão. Os pontos críticos do termossifão observados foram na saída do evaporador e na transição entre fluido/vapor. Estes locais foram melhor monitorados para o outro experimento, com o acréscimo de um número maior de termopares.



Com o intuito de se registrar o escoamento bifásico dentro do termossifão, utilizou-se uma câmera digital da marca *Sony*, modelo MVC-FD92. Uma câmera digital de alta velocidade seria mais aconselhada para o registro de tal escoamento, uma vez que alguns fenômenos a serem observados ocorrem em uma pequena fração de tempo, o que torna difícil a captação de imagens em câmeras de baixa velocidade. Porém, esta câmera foi suficiente para a observação dos diversos tipos de escoamento que ocorrem principalmente no evaporador.

No início do fenômeno de ebulição, observa-se a ebulição nucleada, conforme mostrado na Figura 5.1. Nesta fase, a formação das bolhas de vapor é lenta, assim como o seu crescimento. Esta bolha, a medida em que cresce, ocupa toda a seção transversal do tubo e ascende no evaporador, arrastando um certo volume de líquido sobre ela, até atingir a primeira curva, onde colapsa. Então, o líquido arrastado pela bolha retorna ao evaporador pela ação da gravidade, enquanto que o vapor se dirige ao condensador, por diferença de pressão.

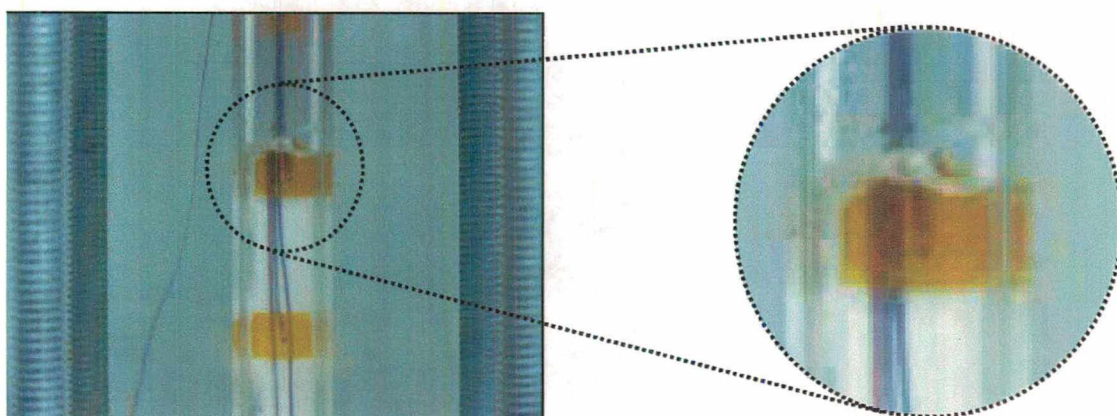


Figura 5.1 - Ebulição Nucleada

Com o aumento de potência inserida no evaporador, tem-se uma mudança no tipo de escoamento dentro do tubo, partindo-se para o escoamento pistonado ou “slug-flow”,



visualizado na Figura 5.2. Basicamente, o fenômeno é o mesmo, porém ocorre a uma maior velocidade. Infelizmente, o aparato experimental de vidro, da forma em que foi concebido, não permitiu que uma maior potência fosse aplicada ao evaporador, de forma que se pudesse visualizar a ebulição do fluido no evaporador. Na realidade, pelo fato do vidro ser um material bastante liso em seu interior, uma alta taxa de calor seria necessária para que a temperatura de superaquecimento, responsável pela disparada do processo de nucleação, fosse alcançada.

O processo de condensação que ocorre no condensador é quase imperceptível a olho nu, não sendo aparentemente afetado pelo nível de calor injetado no evaporador. Portanto, nenhum fenômeno digno de nota foi observado no condensador.

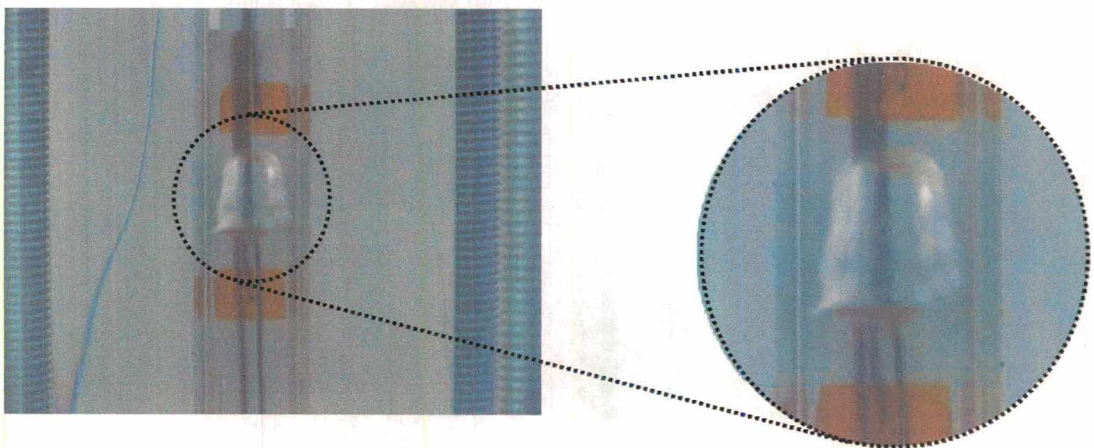


Figura 5.2 - Escoamento Pistonado

### 5.1.1. Diferença da Altura de Líquido

Durante os testes realizados no aparato experimental com o circuito de termossifão bifásico construído de vidro, diferenças na altura da coluna de líquido entre o evaporador e o condensador ( $h_d$ ) foram visualizadas, assim como mostrado na Figura 5.3.

Experimentalmente, mediu-se um valor desta diferença de altura em torno de 7,0 mm. Este efeito não está reportado na literatura, e a sua explicação, de acordo com o entendimento do presente autor, é apresentada a seguir.

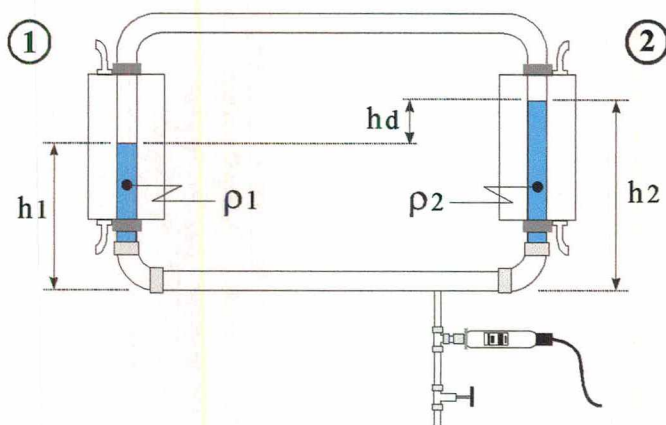


Figura 5.3 - Diferença da Altura de Líquido

A diferença que ocorre na altura da coluna d'água entre o evaporador e o condensador, quando o circuito de termossifão está em operação, é explicada devido a diferença de densidades existentes no fluido de trabalho entre o lado do evaporador (lado 2) e o do condensador (lado 1), uma vez que as temperaturas do evaporador e do condensador encontram-se em diferentes níveis. Estimando-se níveis de temperaturas iguais às experimentais, de 80 °C no evaporador ( $T_2$ ) e 20 °C no condensador ( $T_1$ ), tem-se, de uma tabela termodinâmica, os valores da densidade do fluido de trabalho, como mostrado na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Valores de Densidade

T [°C]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]
20	998,20
80	971,81

Fazendo-se um balanço de pressões, tem-se a seguinte equação, que relaciona as densidades do líquido e do vapor com as alturas da coluna de fluido:

$$\rho_1 h_1 = \rho_2 h_1 + \rho_2 h_d \tag{5.1}$$

Utilizando-se esta equação e a altura do líquido ( $h_1$ ), medida a partir da extremidade inferior do condensador e igual a 24,5 cm, tem-se com os valores da Tabela 5.1, uma diferença de altura ( $h_d$ ) aproximadamente igual a 6,6 mm. Este valor apresenta uma diferença de 5 % em relação à altura observada conforme apresentado na Tabela 5.2, o que confirma a hipótese de que esta variação de altura é proveniente da diferença nas densidades do líquido nas duas seções verticais do circuito de termossifão bifásico, devido à diferença de temperaturas.

Tabela 5.2 - Comparação dos Resultados

Resultado	$h_d$ [mm]
Experimental	7,0
Teórico	6,6



### 5.1.2. Cálculo da Temperatura de Superaquecimento

A condição necessária para que haja o fenômeno da nucleação de bolhas de vapor, é que o líquido em contato com a superfície aquecida esteja superaquecido. Este superaquecimento depende diretamente do tamanho do raio da cavidade do material do tubo, que corresponde ao tamanho do sítio de nucleação da superfície. A Equação (5.2), apresenta o superaquecimento mínimo a ser satisfeito.

$$\Delta T_{\text{sup}} = T_p - T_{\text{sat}}(p_l) \geq \frac{2 \sigma T_{\text{sat}}}{\rho_v h_{lv} r_c} \quad (5.2)$$

Assim, em uma situação limite, onde o raio da cavidade ( $r_c$ ) tenderia a zero, a temperatura de superaquecimento ( $\Delta T_{\text{sup}}$ ) tenderia a infinito, não haveria nucleação de bolhas de vapor. Conclui-se então, que quanto mais lisa for a superfície aquecedora, isto é, quanto menor for o raio de cavidade da parede, mais difícil será a ocorrência do fenômeno de nucleação de bolhas de vapor.

Golobič e Ferjančič (1999) obtiveram superfícies aquecedoras pelo processo de lixamento e pelo ataque químico do aço inoxidável 1010 com ácido sulfúrico ( $\text{H}_2\text{SO}_4$ ). Valores de rugosidade superficial entre 0,2 e 1,5  $\mu\text{m}$  foram encontrados. Comparando esta superfície metálica com a do vidro, pode-se afirmar que, conservativamente, um valor razoável para o raio de cavidade da superfície do vidro pode ser estimado em 1  $\mu\text{m}$ , uma vez que o mesmo apresenta uma superfície mais lisa que o aço inoxidável 1010.

Para os valores mostrados na Tabela 5.3, para uma temperatura de saturação da água em torno de 348 K (conforme a pressão de saturação interna,  $p_{\text{sat}}$ , do termossifão, que foi de

40 kPa) e ainda um raio de cavidade de 1  $\mu\text{m}$  e, utilizando-se a Equação (5.2), obtém-se uma temperatura de superaquecimento na faixa de 73 K. Tal temperatura torna muito difícil a possibilidade de formação das bolhas na parede do vidro, o que leva a conclusão de que as bolhas ali visualizadas eram provenientes da parede de aço inoxidável, da parte inferior do circuito de termossifão, como já relatado no Capítulo 4. Assim, a parte inferior do evaporador recebeu calor, por condução, proveniente do trocador de calor. Esta região aquecida proveu os sítios de nucleação das bolhas de vapor observadas.

Tabela 5.3 - Valores Adotados para o Cálculo da Temperatura de Superaquecimento

$T_{\text{sat}}$ [K]	348
$r_c$ [ $\mu\text{m}$ ]	1,0
$\sigma$ [N/m]	0,059
$\rho_v$ [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]	0,242
$h_{lv}$ [kJ/kg]	2321

## 5.2. Aparato Experimental de Aço Inoxidável

Uma vez tendo-se observado o escoamento dentro do circuito de termossifão bifásico no aparato de vidro, partiu-se para a construção do aparato experimental de aço inoxidável. Os resultados obtidos serão mostrados e discutidos a seguir, primeiramente, para o termossifão com uma razão de preenchimento de 60 % e posteriormente para o de 20 %.

Tais razões de preenchimento foram utilizadas, por se trataram de limites comuns para termossifões normais, segundo Groll (1991), e por representarem valores extremos da quantidade de fluido de trabalho no evaporador.



### 5.2.1. Resultados Experimentais Para Razão de Preenchimento 60 %

Nesta seção são apresentados os resultados para o circuito de termossifão em aço inoxidável, com líquido em uma razão de preenchimento de 60 %.

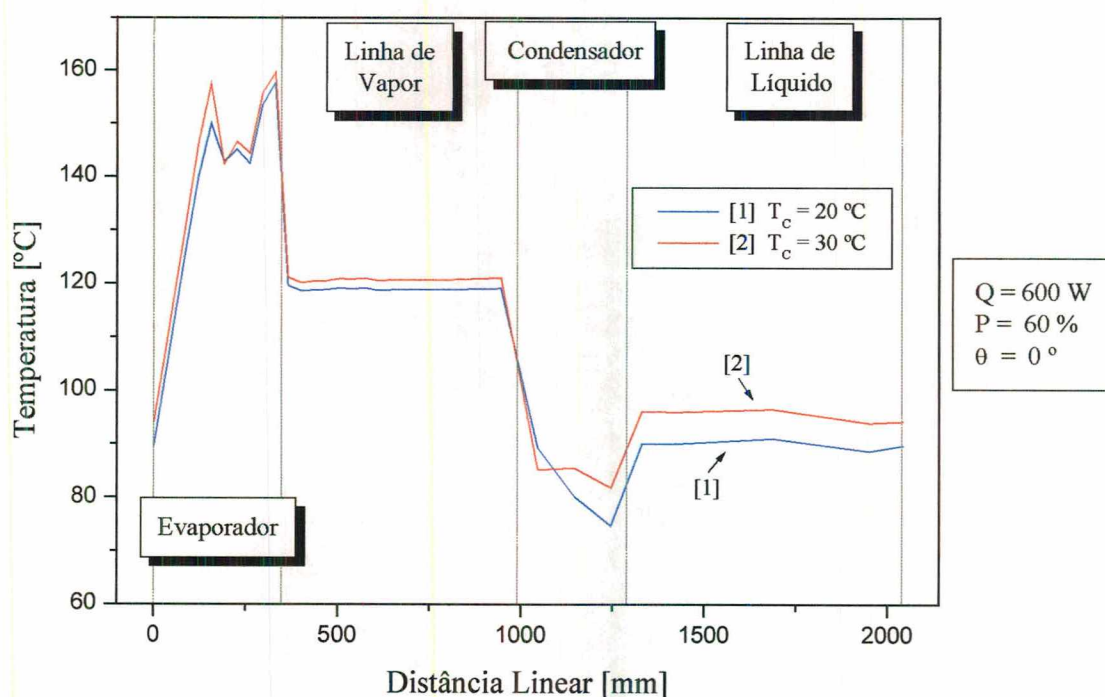


Figura 5.4 - Influência da Temperatura do Fluido Refrigerante do Condensador na Distribuição de Temperaturas

Uma análise da influência da temperatura do fluido refrigerante utilizado no condensador na distribuição de temperaturas e na pressão de saturação, em relação a posição do termopar (distância linear), para uma potência aplicada de 600 W, pode ser feita através dos gráficos das Figuras 5.4 e 5.5. Note-se que todos os parâmetros dos dois testes foram mantidos iguais, conforme descrito na Tabela 4.4, excetuando-se a temperatura do fluido refrigerante do condensador. Percebe-se que a diferença entre as temperaturas do condensador

também é observada no evaporador. As temperaturas médias na parede externa do tubo do condensador e do evaporador são iguais a 42,3 °C e 98,5 °C, respectivamente, para uma temperatura do líquido refrigerante do condensador de 20 °C. Para uma temperatura do líquido refrigerante do condensador de 30 °C, a seção do condensador e do evaporador apresentaram temperaturas médias de 45,1 °C e de 101,7 °C, respectivamente.

A resistência térmica equivalente experimental do circuito de termossifão bifásico é determinada segundo a Equação (4.19). Para a potência ( $Q$ ) inserida no termossifão de 600 W, tem-se resistências térmicas equivalentes iguais a 0,0936 e 0,0944 K/W, para o líquido refrigerante a 20 e 30 °C, respectivamente, ou seja, uma diferença de 0,8 %. Conclui-se então, que as temperaturas do líquido refrigerante, e conseqüentemente, as temperaturas do condensador, a priori, não interferem significativamente na resistência térmica equivalente final do circuito de termossifão bifásico.

Na Figura 5.5, nota-se também que o comportamento da pressão de saturação interna em função da potência aplicada no evaporador é pouco dependente das temperaturas do líquido refrigerante para as potências aplicadas abaixo de 500 W, uma vez que, pequenas diferenças de pressão são verificadas. Porém, para potências maiores (500 e 600 W) esta diferença é marcante. Isto é explicado pelo fato de que o aumento da pressão não é linear com a variação da temperatura (provocada pela potência aplicada) para o líquido e o vapor saturados.

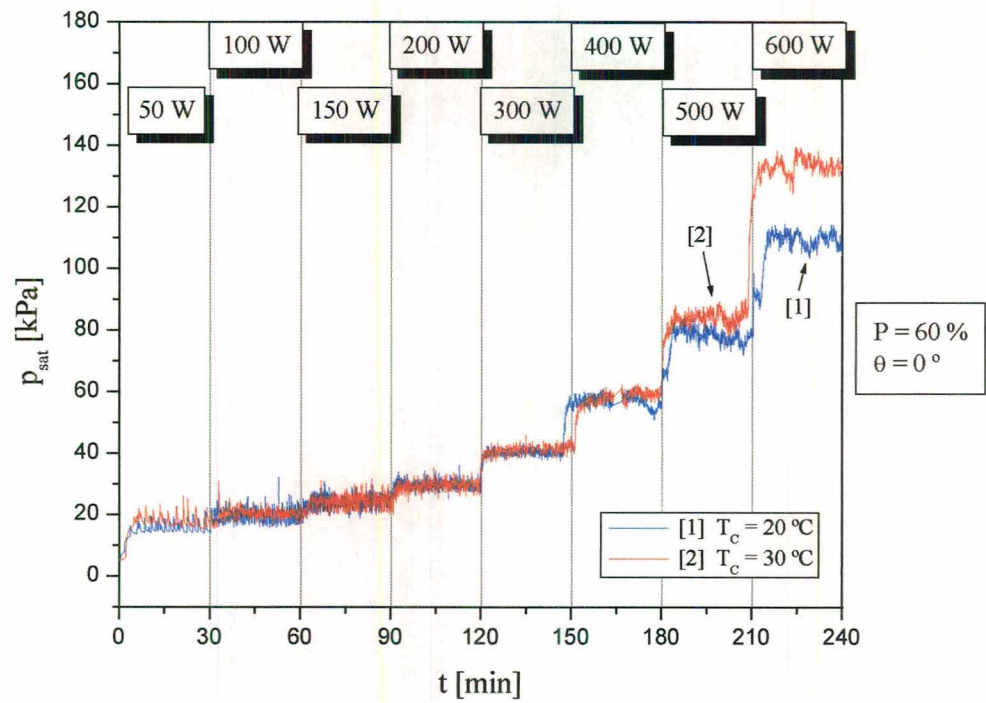


Figura 5.5 - Influência da Temperatura do Fluido Refrigerante do Condensador na Pressão de Saturação

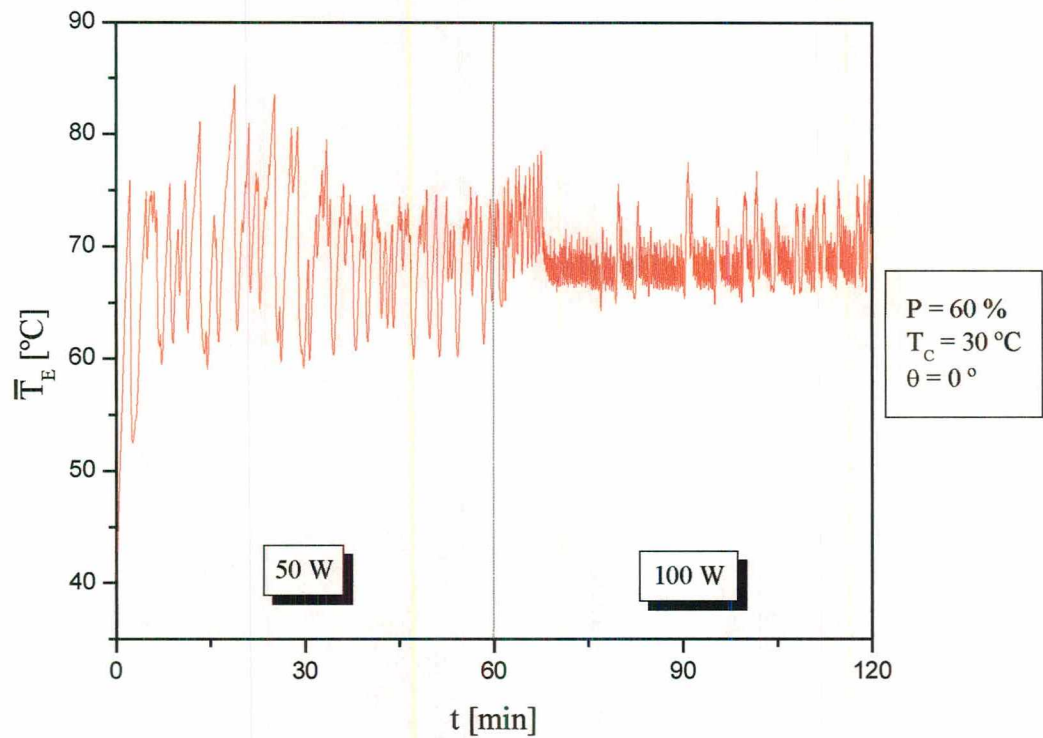


Figura 5.6 - Temperatura Média do Evaporador



Na Figura 5.6, é apresentado um gráfico da temperatura média do evaporador em função do tempo, para a temperatura do condensador de 30 °C, sem inclinação do aparato e para potências de 50 e 100 W. Observam-se oscilações da temperatura durante todo o teste, com uma frequência média de formação de uma bolha a cada dois minutos. Para a potência de 50 W não se observa nenhuma variação significativa do comportamento térmico do evaporador ao longo do tempo, de forma que pode-se concluir que tais oscilações permanecerão durante todo o teste, para baixos níveis de potência aplicadas no evaporador. Estas oscilações são atribuídas à formação periódica e escape de bolhas de vapor, num efeito semelhante ao observado com o termossifão de vidro.

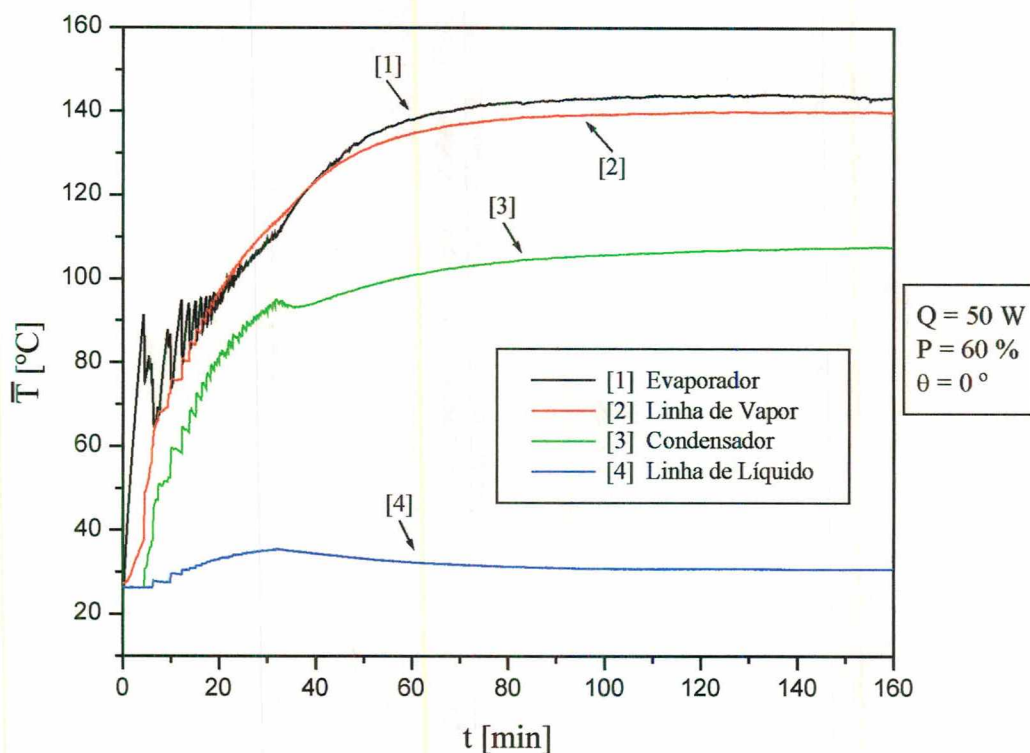


Figura 5.7 - Temperaturas Médias

Um teste, em particular, foi realizado com o banho térmico (criostato) desligado, ou seja, a temperatura do condensador não foi mantida constante e controlada pelo banho térmico

como nos demais testes. Este teste corresponde ao número 03 (Tabela 4.4), com duração de 160 minutos e potência aplicada de 50 W, sem inclinação do termossifão. Tal potência foi arbitrada baixa para que a integridade da resistência do evaporador fosse preservada, uma vez que o criostato estava desligado e o calor não era retirado do sistema, exceto pelas perdas térmicas nos tubos e pela transferência de calor na seção do condensador, onde ocorria convecção natural em um espaço confinado. A distribuição das temperaturas das quatro seções do termossifão pode ser visualizada na Figura 5.7. Observa-se um comportamento semelhante das temperaturas na seção do evaporador e na linha de vapor em função do tempo. Uma temperatura intermediária é alcançada no condensador e a linha de líquido mantém-se praticamente em uma temperatura constante. Isto mostra a pouca influência que o evaporador está exercendo sobre a linha de líquido que se mantém quase à temperatura ambiente. A ebulição que ocorre no evaporador faz com que o vapor gerado atinja a linha de vapor, transferindo calor e homogeneizando a temperatura até a seção do condensador. A potência fornecida no evaporador não é suficiente para fazer com que o calor gerado seja transferido até a seção da linha de líquido. Observa-se também que houve a formação de grandes bolhas de vapor quando a temperatura do evaporador ainda era reduzida. Nota-se uma pequena elevação na temperatura da linha de líquido, enquanto o efeito da formação de bolhas estava presente, devido à agitação que a oscilação de pressão, durante o processo de formação de bolhas provocava no líquido. O regime permanente para tal teste foi alcançado.

A Figura 5.8 apresenta a comparação entre os dados obtidos para uma mesma configuração, porém com diferentes inclinações, para uma potência aplicada de 600 W. Nota-se um melhor comportamento térmico para uma inclinação ( $\theta$ ) igual a 25 °. Este comportamento é caracterizado por menores diferenças de temperaturas entre as quatro seções do termossifão, e ao mesmo tempo por apresentar maior nível de temperatura para uma



mesma quantidade de calor ( $Q$ ) inserida no sistema. Pode-se perceber que, para a inclinação de  $0^\circ$ , tem-se uma maior temperatura no evaporador, na linha de vapor e no condensador.

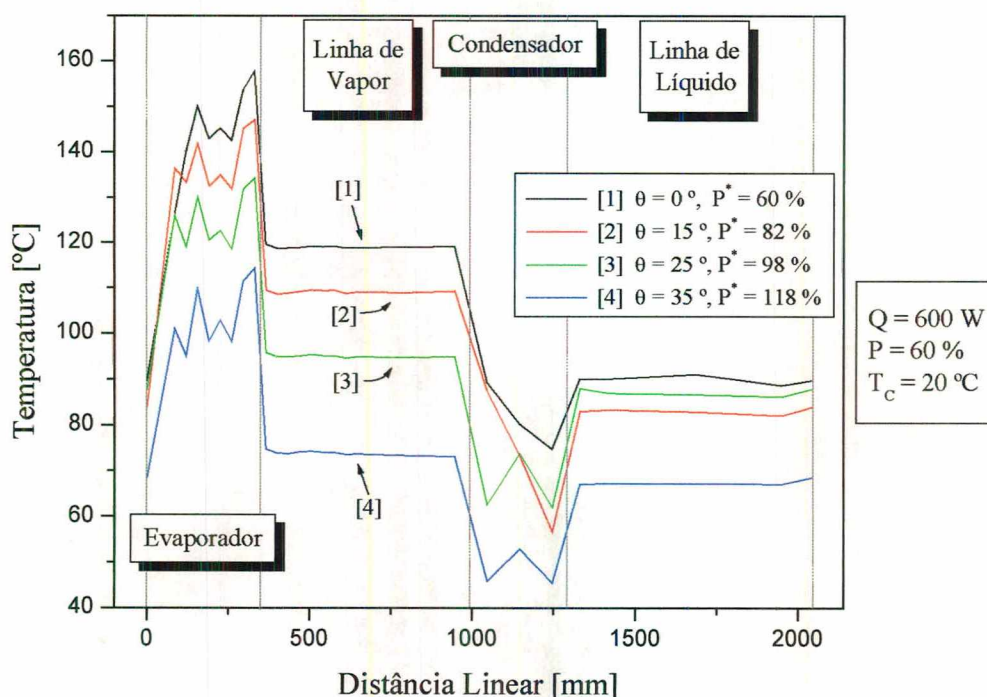


Figura 5.8 - Influência da Inclinação do Termossifão na Distribuição de Temperaturas

Porém, nota-se um elevado gradiente de temperatura entre estas seções e a linha de líquido. Isto não é recomendável, uma vez que um dos objetivos deste trabalho é procurar uma configuração onde o gradiente de temperaturas seja o menor possível e, ao mesmo tempo, onde o nível de temperatura nas quatro seções seja suficientemente alto. Para o caso da inclinação de  $35^\circ$ , percebe-se uma redução drástica, em torno de  $25^\circ\text{C}$ , do nível da temperatura de todo o circuito de termossifão quando comparado à inclinação de  $25^\circ$ . Isto ocorre porque o fluido de trabalho ultrapassou a altura total do evaporador, fazendo com que este operasse “afogado”, o que dificulta o processo de liberação de bolhas de vapor na ebulição. Na Figura 5.8, observa-se ainda que as inclinações  $0^\circ$  e  $15^\circ$  resultam em uma razão

de preenchimento ( $P^*$ ) insuficiente para homogeneizar as temperaturas. Para estes testes, as curvas plotadas apresentam uma certa semelhança.

A dependência da performance do circuito de termossifão em relação à inclinação é explicada pela existência de um efeito conjugado, provocado pelo valor da razão de preenchimento. A inclinação ajuda no processo de ebulição, uma vez que as bolhas formadas na região inferior do evaporador inclinado, por efeito da gravidade, atingem a parte superior do tubo, ajudando o desprendimento das bolhas em formação, aumentando o coeficiente de troca de calor no evaporador. Este efeito deve ser melhor estudado no futuro. Por outro lado, uma inclinação insuficiente faz com que o evaporador trabalhe com um nível baixo de fluido de trabalho, não havendo fluido suficiente em contato com a parede para ser aquecido, podendo inclusive o circuito de termossifão alcançar o limite de secagem.

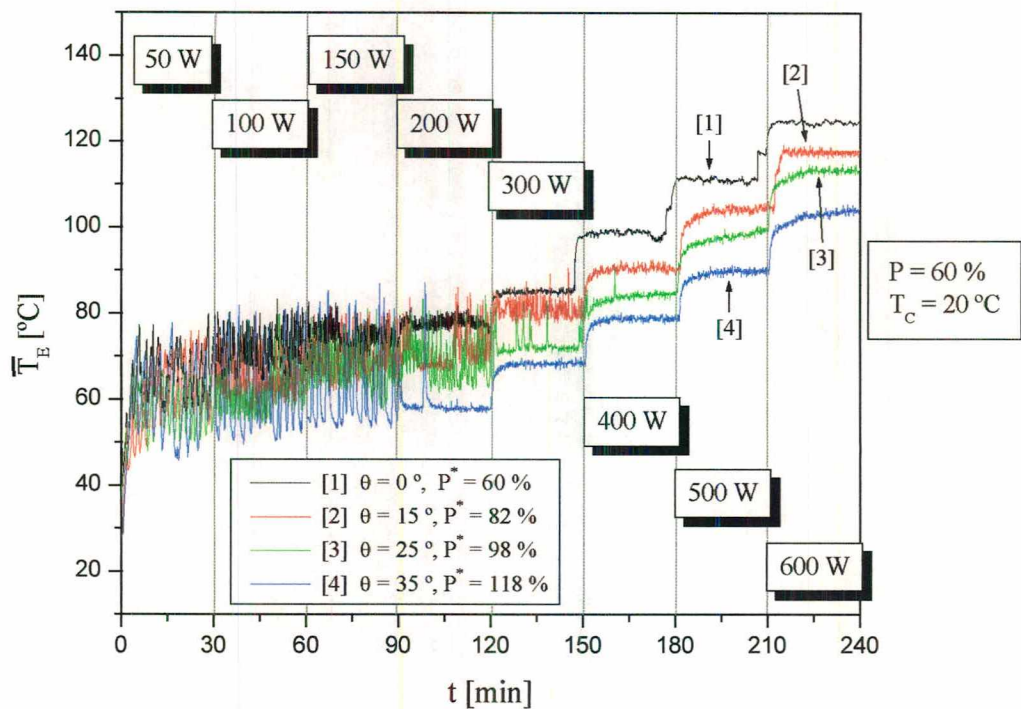


Figura 5.9 - Influência da Inclinação do Termossifão na Temperatura Média do Evaporador



A Figura 5.9 apresenta a temperatura média do evaporador em função do tempo, para as várias potências aplicadas. Observa-se que, quanto menor a inclinação, maior o nível da temperatura do evaporador. Acredita-se que isto ocorre porque quanto menor a inclinação, menor a razão de preenchimento, ou seja, desta forma nem toda a superfície do evaporador estará em contato com o líquido, fazendo com que o vapor gerado receba calor, tornando-se superaquecido e, conseqüentemente, aumentando a temperatura média do evaporador.

Usando os dados obtidos pelo sensor de pressão localizado na parte inferior do circuito de termossifão, é possível monitorar o comportamento da sua pressão de saturação interna. Na Figura 5.10, observa-se que a pressão de saturação apresenta um valor maior para as menores inclinações, uma conseqüência direta das altas temperaturas do evaporador, observadas no gráfico anterior. Variações desta pressão são notadas devido à formação e ao escape de bolhas de vapor, fenômeno também observado através das oscilações de temperatura.

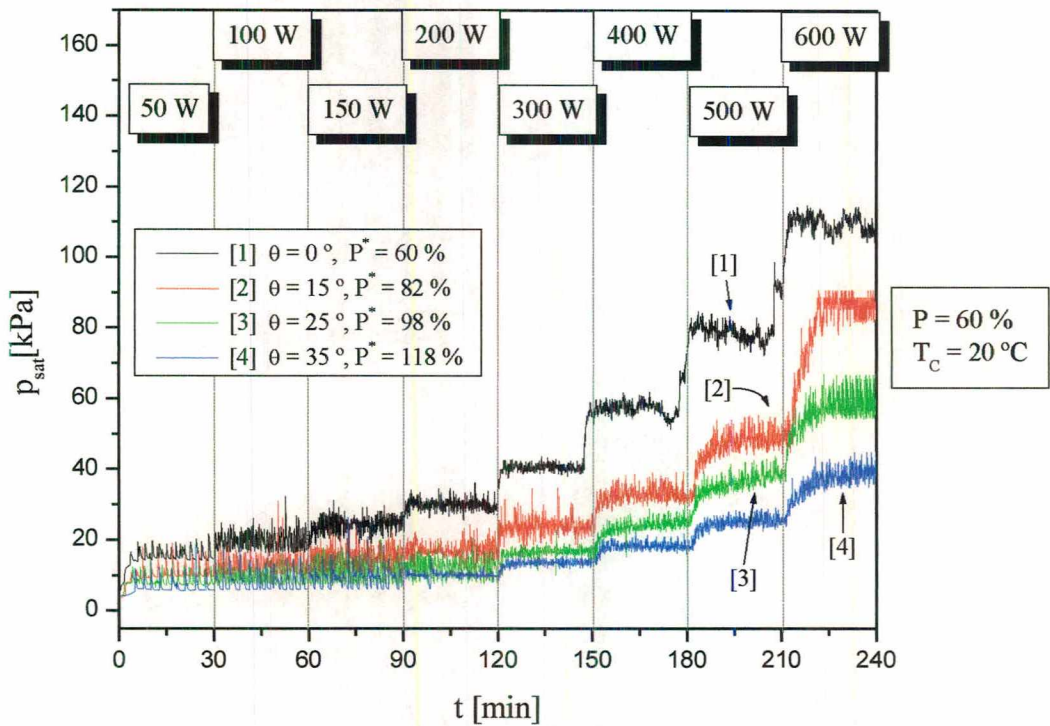


Figura 5.10 - Influência da Inclinação do Termossifão na Pressão de Saturação

### 5.2.2. Resultados Experimentais Para Razão de Preenchimento 20 %

A Figura 5.11 apresenta a distribuição de temperatura para termossifões com razão de preenchimento de 20 % e várias inclinações, para uma potência aplicada de 600 W. Nota-se claramente que, para uma inclinação de 15 °, ocorre um superaquecimento na região final do evaporador, devido à secagem da parede interna do mesmo. Isto é explicado pelo fato de que o coeficiente interno de transferência de calor é menor na região onde o tubo está em contato com o vapor do que na região em que está em contato com o líquido, ou seja, na piscina. Este superaquecimento é altamente indesejável e sinaliza que maiores potências térmicas não devem ser transferidas pelo termossifão. Experimentalmente, para o caso  $\theta = 15^\circ$ , observou-se um tempo de 17 minutos e 10 segundos, após a potência de 600 W ter sido aplicada, até que o limite de secagem fosse alcançado, sendo então o aquecedor do evaporador imediatamente desligado.

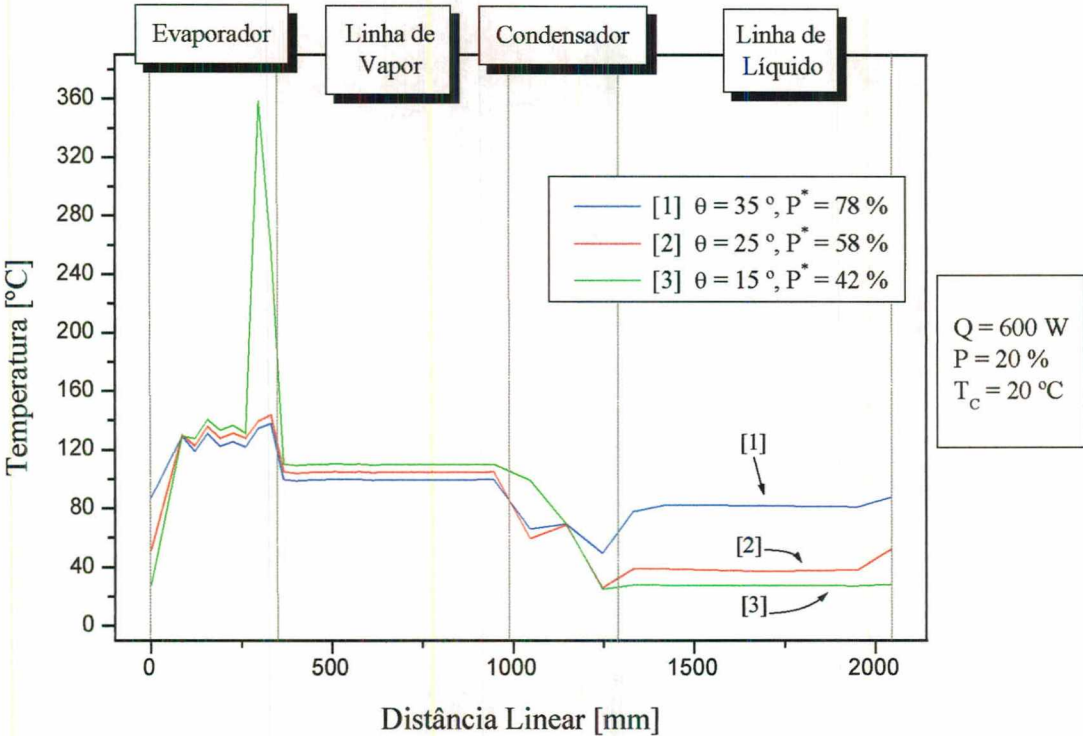


Figura 5.11 - Influência da Inclinação do Termossifão na Distribuição de Temperaturas

A Figura 5.12 apresenta o comportamento térmico do evaporador, para as diversas inclinações do circuito de termossifão. Variações acentuadas na temperatura média, para uma inclinação de 15 °, são percebidas com a aplicação de potências mais elevadas. Este gráfico reforça os comentários feitos no gráfico anterior. Um regime similar não pode ser notado para as inclinações de 25 e 35 °, mostrando que há uma quantidade suficiente de fluido de trabalho no evaporador.

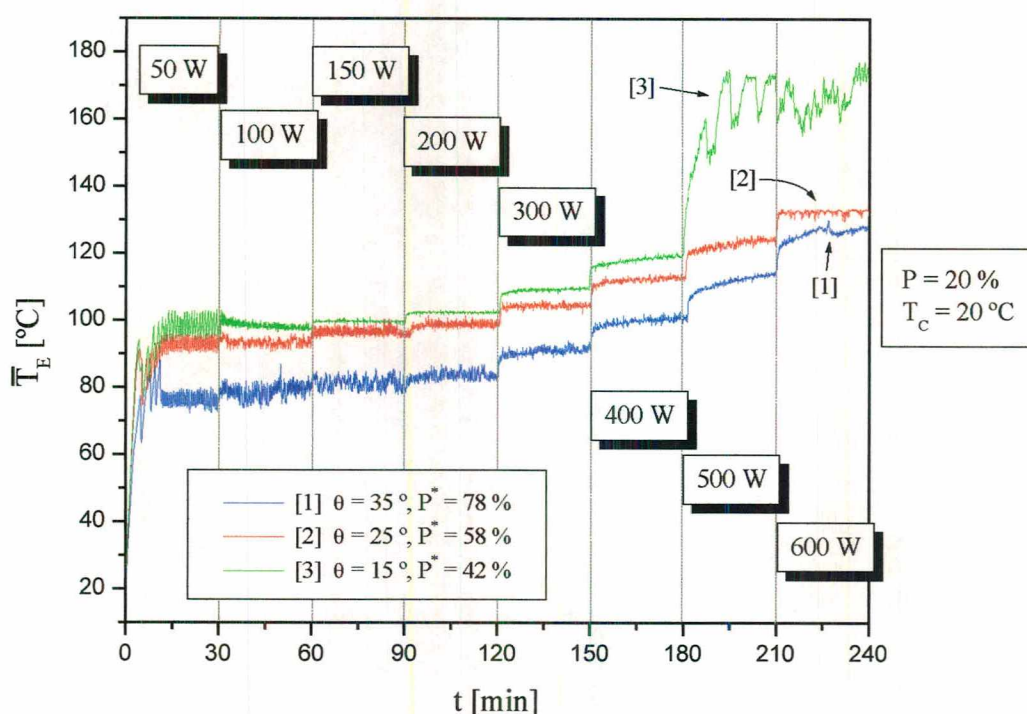


Figura 5.12 - Influência da Inclinação do Termossifão na Temperatura Média do Evaporador

A variação da pressão de saturação com o aumento de potência, para diferentes inclinações do circuito de termossifão, pode ser observado pela Figura 5.13. Para menores inclinações, ou seja, menores razões de preenchimento com ele inclinado ( $P^*$ ), tem-se os maiores valores da pressão de saturação no sistema. Isto é explicado pelo maior nível de temperatura do circuito de termossifão. Deve-se observar que a variação percentual de pressão



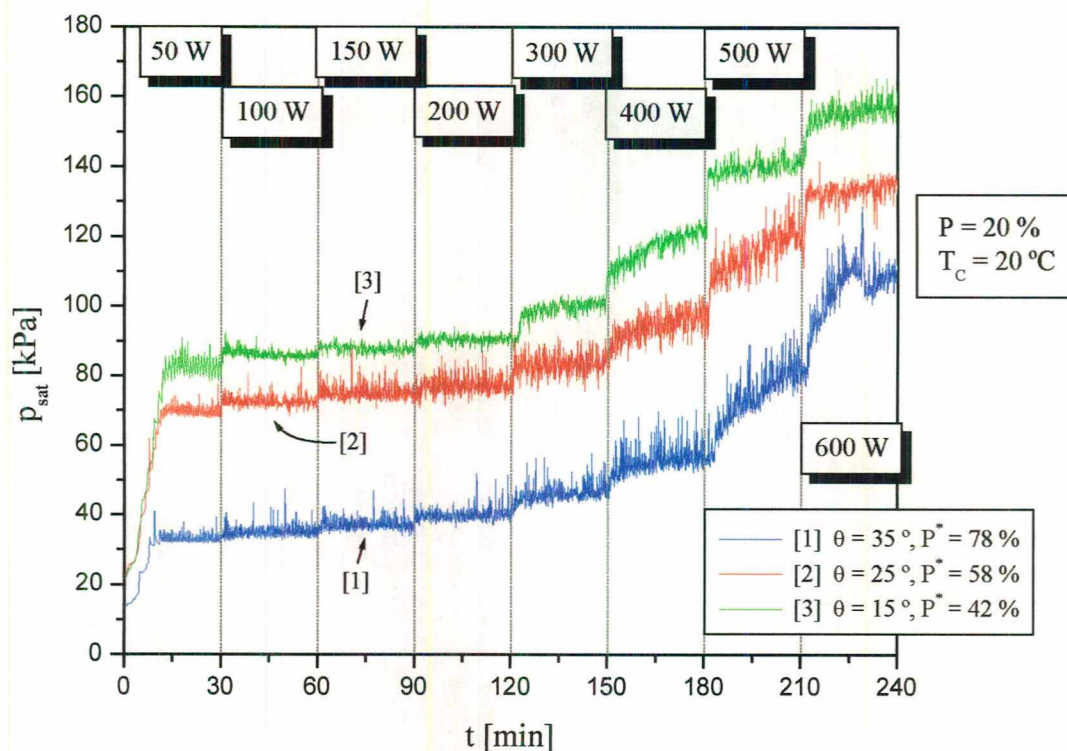


Figura 5.13 - Influência da Inclinação do Termossifão na Pressão de Saturação

neste caso é inferior à variação das temperaturas para a inclinação de  $15 \text{ }^\circ$ . Isto ocorre porque a razão de preenchimento  $P^*$  é bastante baixa ( $42 \%$ ), fazendo com que parte do calor entregue ao evaporador seja usado para superaquecer o vapor, ao invés de gerar mais vapor pela mudança de fase. Para a fase de vapor superaquecido, a pressão é proporcional à temperatura (Lei dos Gases Ideais), que por sua vez é proporcional à quantidade de calor aplicado no evaporador. Os picos de temperatura observados na Figura 5.12 ocorrem devido à falta de líquido no evaporador, fazendo com que a temperatura da parede do dispositivo apresente altos níveis. Deve-se lembrar que os termopares estão instalados nas paredes dos tubos e que normalmente estas temperaturas estão bem próximas ao do fluido no interior, uma vez que a resistência térmica por condução radial no tubo é consideravelmente pequena. Porém, se o coeficiente interno de troca de calor é baixo, o calor gerado não tem como ser transferido, aumentando localmente a temperatura do tubo. Estes efeitos não foram observados nas

Figuras 5.9 e 5.10 para  $P = 60 \%$ , uma vez que havia fluido suficiente no evaporador em todas as inclinações investigadas.

Da Figura 5.14, pode-se observar o comportamento das temperaturas do circuito de termossifão com  $35^\circ$  de inclinação, em função do aumento de potência aplicada no evaporador. Observa-se um aumento progressivo da temperatura em todas as seções do termossifão, inclusive no condensador, com o acréscimo da potência. Assim, conclui-se que o aparato está transferindo de maneira satisfatória o calor aplicado no evaporador para a seção do condensador.

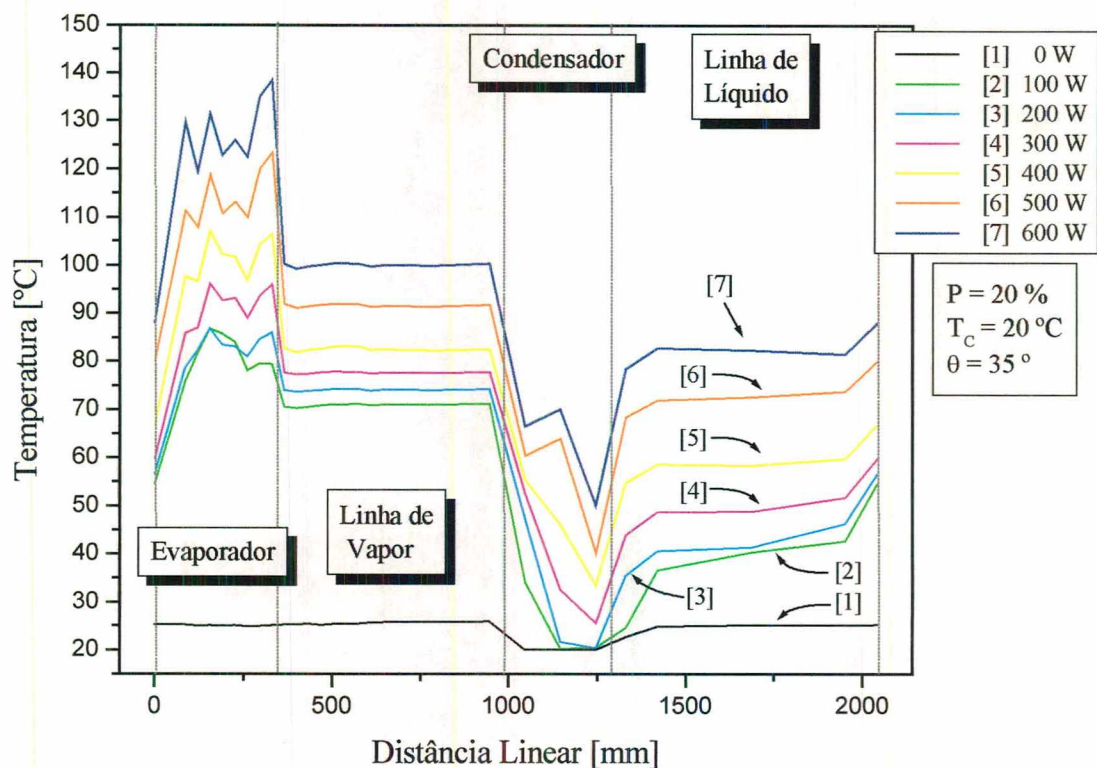


Figura 5.14 - Comportamento do Termossifão em Função da Potência

Um caso específico pode ser estudado agora. Para o funcionamento do circuito de termossifão com razão de preenchimento de  $20 \%$  e com ausência de inclinação ( $\theta = 0^\circ$ ), os gráficos das Figuras 5.15 e 5.16 podem ser obtidos. Na Figura 5.15, observa-se a variação da



temperatura na seção do evaporador em função do tempo, para uma potência aplicada fixa de 50 W. O limite de secagem é rapidamente atingido, fazendo com que a temperatura na seção do evaporador cresça abruptamente em um curto intervalo de tempo. Dentro de um termossifão, o limite de secagem é alcançado quando a quantidade de fluido de trabalho não é suficiente para molhar completamente a superfície interna do evaporador. Ao alcançar uma temperatura limite de aproximadamente 275 °C, o teste foi encerrado, visando-se a integridade do equipamento e a segurança do local. O aumento abrupto da temperatura devido ao alcance do limite de secagem é devido a baixa razão de preenchimento e a não inclinação do termossifão, uma vez que para este mesmo carregamento, as inclinações impostas ao termossifão anteriormente, não resultaram em tal situação. O limite de secagem faz com que a resistência térmica interna na região do evaporador aumente demasiadamente, o que, conseqüentemente, influi na temperatura local da parede.

Na Figura 5.16, a distribuição das temperaturas medidas nos termopares distribuídos no circuito de termossifão é plotado para vários instantes de tempo, de onde se pode observar o comportamento das temperaturas, desde o instante inicial do teste até o seu término, quando foi atingido o limite de secagem. Mais especificamente, na seção do evaporador, o termopar 10 mede a mais elevada temperatura, em torno de 400 °C, ponto este onde provavelmente iniciaria o colapso do termossifão. Nota-se também, que a linha de vapor não manteve o mesmo comportamento como nos demais testes, onde sua temperatura era diretamente influenciada pela temperatura do evaporador. O que se observa é um aquecimento localizado no evaporador, onde vapor suficiente não está sendo gerado a ponto de influenciar fortemente a linha de vapor e, conseqüentemente, o condensador e a linha de líquido. Pode-se dizer que, na realidade, a linha de líquido é praticamente isolada do sistema, como se a mesma não fizesse parte do circuito de termossifão.

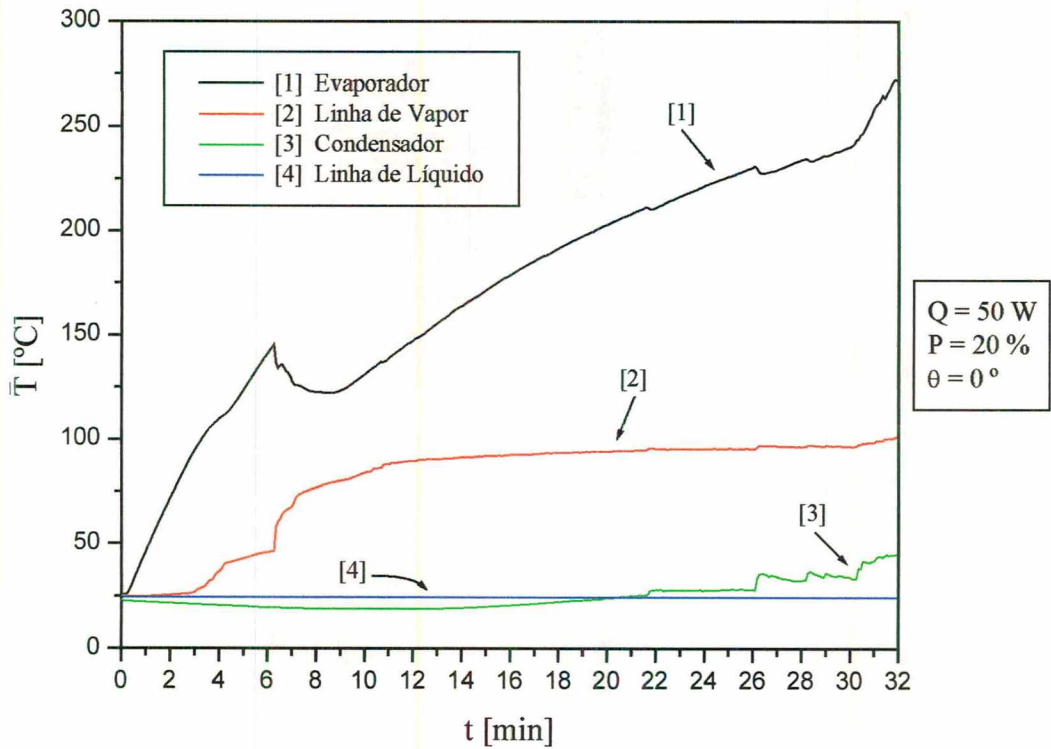


Figura 5.15 - Temperaturas Médias do Termossifão

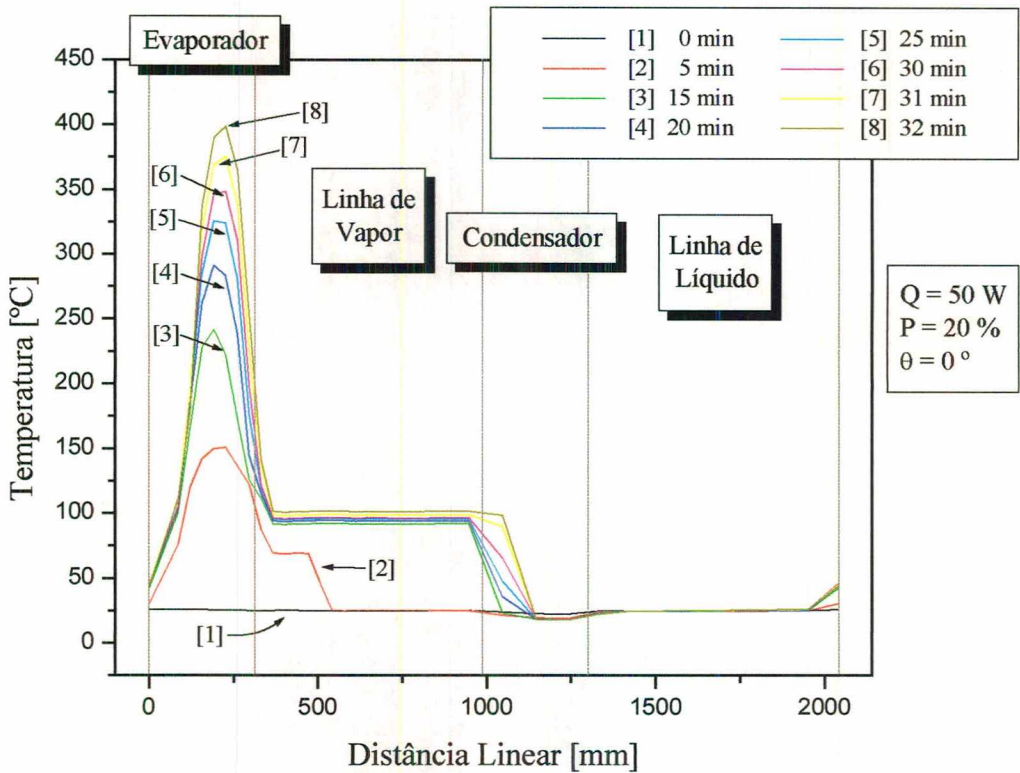


Figura 5.16 - Distribuição da Temperatura no Termossifão



### 5.2.3. Comparação dos Resultados

Na Figura 5.17, observam-se os gradientes de temperatura entre a linha de vapor e a de líquido e entre o evaporador e o condensador em função da inclinação  $\theta$ , para as duas diferentes razões de preenchimento. Pode-se verificar que as duas melhores combinações da razão de preenchimento e inclinação que estão em destaque nesta figura, ou seja, as que apresentam o menor gradiente e o maior nível de temperaturas para a mesma potência aplicada no evaporador, são  $P = 60\%$  e  $\theta = 25^\circ$ , e  $P = 20\%$  e  $\theta = 35^\circ$ . Para a razão de preenchimento de  $60\%$ , nota-se que uma inclinação  $\theta$  igual a  $35^\circ$  possui os menores gradientes de temperatura obtidos, porém, de acordo com a Figura 5.8, esta combinação

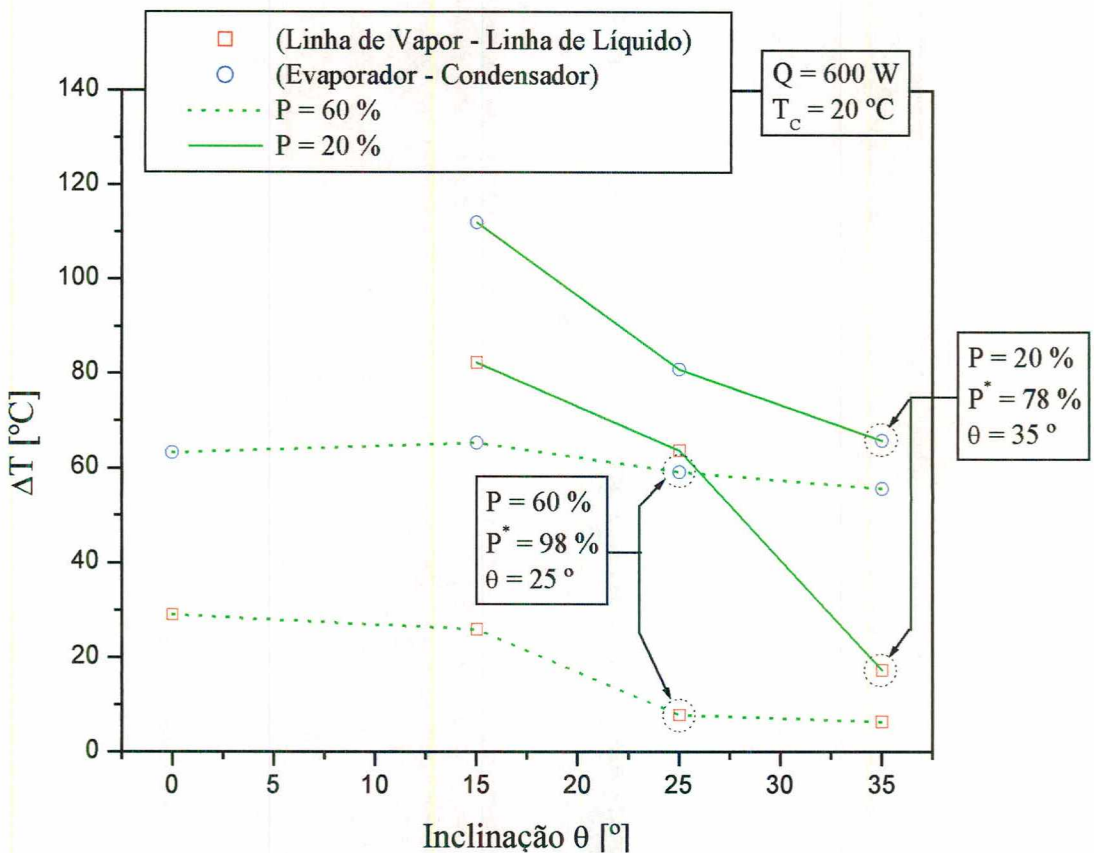


Figura 5.17 - Gradiente de Temperaturas em Função da Inclinação  $\theta$

apresenta o menor nível de temperatura nas quatro seções do circuito de termossifão, para a mesma potência aplicada, quando comparada com as demais combinações.

Assim, verifica-se que a combinação razão de preenchimento/inclinação interfere na performance do circuito de termossifão, ou seja, que a razão de preenchimento com inclinação ( $P^*$ ) é um parâmetro importante. Este  $P^*$  deve ser por volta de 100 % para que a melhor performance do dispositivo seja alcançada. Valores muito acima ou muito abaixo de 100 % são desaconselháveis, uma vez que o evaporador poderá reduzir sua eficiência ou superaquecer.

#### 5.2.4. O Melhor Caso

A análise dos resultados apresentados nas seções anteriores permite a determinação, dentre todas as configurações estudadas, daquela que melhor se adapta à aplicação proposta para o presente trabalho, ou seja, fornos de cocção. A função dos circuitos de termossifões nesta aplicação é a de transportar, com a menor resistência térmica possível, o calor gerado pela fonte de energia, permitindo um melhor aproveitamento da mesma, assim como de homogeneizar as temperaturas das paredes do forno.

A Figura 5.18 apresenta a distribuição de temperatura ao longo do termossifão para os dois casos apontados na seção anterior, ou seja,  $P = 60 \%$ ,  $P^* = 98 \%$  e  $\theta = 25^\circ$ , e  $P = 20 \%$ ,  $P^* = 78 \%$  e  $\theta = 35^\circ$ . Analisando-se este gráfico, verifica-se que o caso testado que melhor atende às condições requeridas corresponde à primeira dentre as configurações mencionadas. Para este caso, as menores diferenças de temperaturas são observadas entre a linha de vapor e o condensador, além de não haver secagem para nenhum nível de potência aplicada.

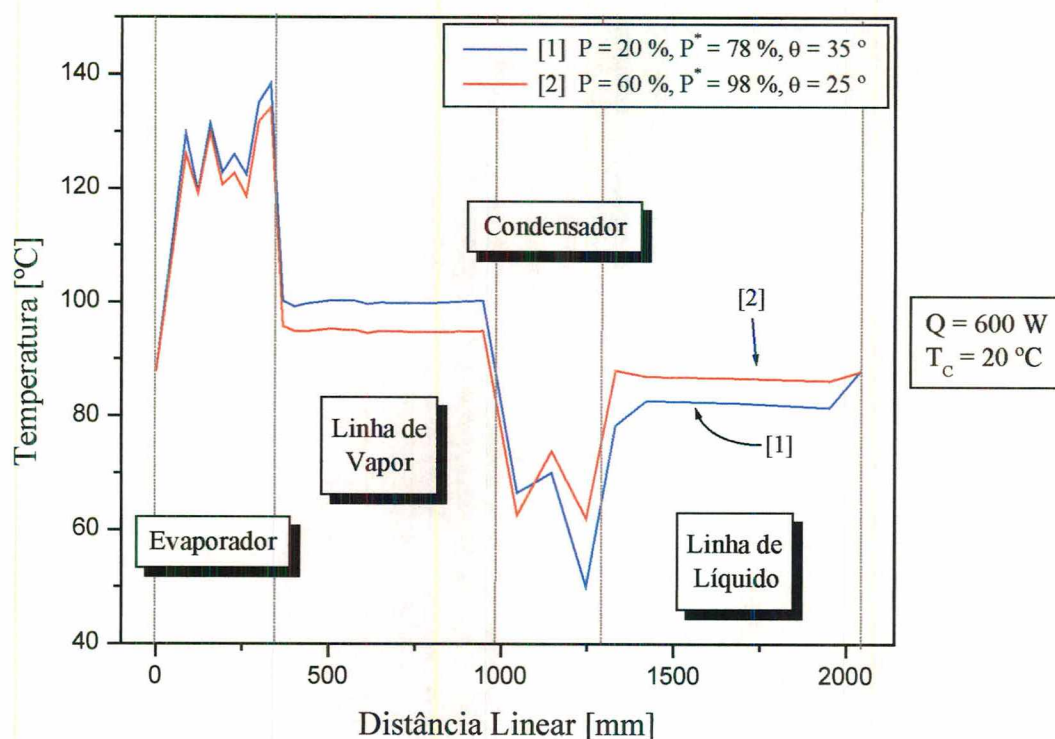


Figura 5.18 - Comparação de Resultados

A Figura 5.19 apresenta um gráfico do comportamento da temperatura média de cada seção do circuito de termossifão para o melhor caso. Esta figura mostra que na realidade, ainda existem diferenças consideráveis entre as seções. Esta diferença é “provocada”, uma vez que o condensador é controlado por um banho térmico, em uma temperatura preestabelecida (20 °C, na maioria dos casos) e o evaporador é aquecido pela ação direta de uma fonte de calor. Já a linha de vapor e de líquido se ajustam às condições impostas ao evaporador e ao condensador, conforme a resistência térmica total do circuito de termossifão. Acredita-se que, se o condensador fosse mantido a uma temperatura mais alta, como ocorrem em fornos de cocção, menores níveis de potência térmica seriam necessários e, portanto, menores diferenças de temperaturas entre os quatro elementos principais do circuito de termossifão (evaporador, linha de vapor, condensador e linha de líquido) seriam observadas.



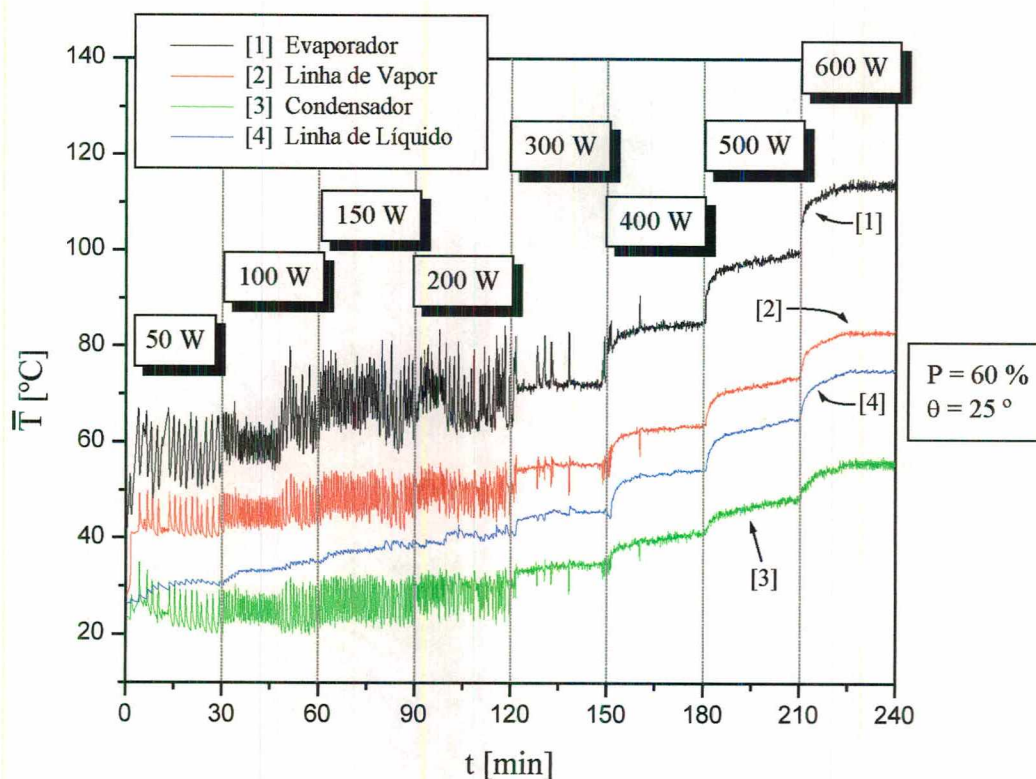


Figura 5.19 - Temperaturas Médias para o Melhor Caso

### 5.2.5. Comparação Entre Modelo Matemático e Dados Experimentais

Nesta seção, a resistência térmica do circuito de termossifão, obtida a partir de dados experimentais apresentados na seção anterior, serão comparados com as previsões obtidas utilizando o modelo desenvolvido no Capítulo 3.

Três configurações foram escolhidas dentre as diversas testadas no circuito de termossifão, mais precisamente aquelas descritas como Testes 01, 05 e 08, conforme a Tabela 4.4. O teste número 05 ( $P = 60\%$ ,  $P^* = 98\%$  e  $\theta = 25^\circ$ ) corresponde ao melhor caso, conforme descrito na seção anterior, apresentando um comportamento térmico previsível e desejável. O teste número 01 representa a configuração básica testada ( $P = 60\%$ ,  $P^* = 60\%$  e  $\theta = 0^\circ$ ), a partir da qual os parâmetros selecionados para as outras configurações foram



obtidos. A performance térmica desta configuração pode ser considerada média. O teste número 08 corresponde a um teste onde a razão de preenchimento do termossifão é bastante reduzida ( $P = 20 \%$ ,  $P^* = 58 \%$  e  $\theta = 25^\circ$ ), porém a inclinação adotada neste caso impediu que a secagem ocorresse ao longo do tubo. O desempenho desta configuração pode ser considerado baixo, quando comparado ao dos demais casos estudados. Note-se que o modelo matemático desenvolvido não contempla a condição de secagem no tubo, portanto os resultados que apresentam este tipo de efeito são inadequados para a comparação.

A comparação será efetuada em dois níveis: primeiramente serão comparados os resultados experimentais obtidos para o “melhor caso” com diversas curvas teóricas resultantes da utilização das várias correlações selecionadas da literatura no modelo teórico. Desta comparação, serão selecionadas as correlações a serem implementadas no modelo teórico. Uma vez selecionadas as correlações, estas serão implementadas no modelo e os resultados teóricos assim gerados serão comparados com os dados experimentais dos Testes 01 e 07.

#### **5.2.5.1. Comparação do Melhor Caso com Resultados Teóricos**

A Figura 5.20 apresenta uma curva da resistência térmica experimental em função da potência aplicada no evaporador para o melhor caso, onde, sobre cada ponto experimental, são apresentadas barras horizontais, representando a margem dos erros experimentais obtidos, como descrito no Capítulo 4 e no Apêndice D. Gráficos semelhantes seriam obtidos para outros casos testados, tais como os escolhidos para a comparação com o modelo matemático e não serão apresentados aqui. Nesta figura, observa-se que, a medida em que a potência térmica aumenta, a resistência térmica tende a um patamar constante em um nível reduzido. O

contrário ocorre para níveis de potência mais baixos, onde a resistência térmica tende ao infinito. Nota-se também uma maior incerteza experimental para potências mais baixas, uma vez que as imprecisões de medidas elétricas e de temperatura aumentam com a diminuição dos valores destas grandezas.

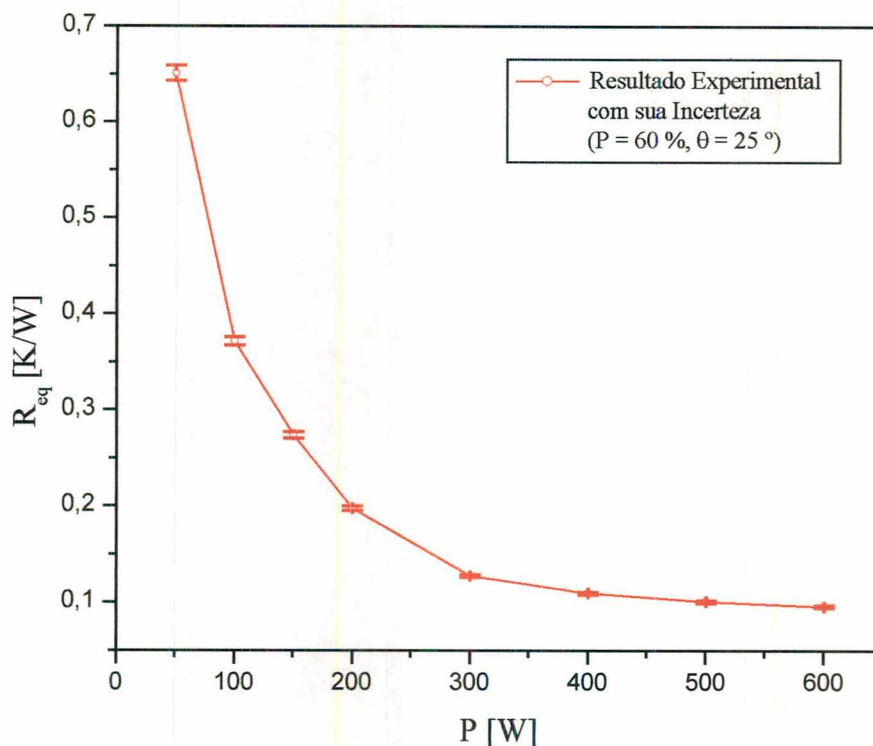


Figura 5.20 - Resultado Experimental para o Melhor Caso

As correlações de Rohsenow, Borishanski, Stephan e Abdelsalam, e Kutateladze para a ebulição, e de Groll e Rösler, e Kaminaga para a condensação, serão utilizadas na determinação dos coeficientes de troca térmica do evaporador e do condensador, respectivamente.

Na Figura 5.21, observa-se que todas as curvas teóricas obtidas a partir da combinação das correlações acima mencionadas apresentam uma certa semelhança de comportamento que

também concorda com o comportamento dos dados experimentais. Para o resultado teórico com o uso das correlações de Borishanski e de Groll e Rösler, nota-se que as correlações subestimam os resultados experimentais em todo o intervalo de potência aplicado no evaporador. Isto mostra que as correlações utilizadas para os cálculos do coeficiente de transferência de calor no evaporador e no condensador, não devem ser as mais apropriadas para esta faixa de potência. Por outro lado, o modelo teórico que utiliza as correlações de Stephan e Abdelsalam e de Groll e Rösler, superestima os valores para a faixa de 150 a 600 W de potência. Conclui-se então, que para esta faixa de potência aplicada, estas também não são as melhores correlações para o cálculo dos coeficientes de troca térmica. Porém, para potências inferiores a 150 W, percebe-se que este modelo concorda melhor com os dados experimentais. Verifica-se também, uma certa tendência na aproximação dos valores experimentais com este modelo teórico para potências aplicadas maiores que 600 W. O modelo teórico obtido a partir das correlações de Rohsenow e de Groll e Rösler subestima os valores experimentais para toda a faixa de potência observada, especialmente para a faixa de potência entre 100 e 200 W. Novamente, este conjunto de correlações não é o mais adequado para serem adotados no modelo teórico. Já para as correlações de Kutateladze e de Kaminaga, observa-se uma boa concordância entre valores teóricos e experimentais para potências entre 150 e 600 W. Dentre todas as correlações estudadas neste trabalho, estas duas correlações, para a ebulição e para a condensação respectivamente, são as que melhor descrevem o fenômeno bifásico envolvido no circuito de termossifão na faixa entre 150 e 600 W. Na realidade, esta conclusão concorda com os resultados reportados por Mantelli et al. (1999), onde várias correlações obtidas na literatura, para termossifões bifásicos verticais, são comparadas entre si. Daí conclui-se que, em princípio, as correlações desenvolvidas para termossifões verticais podem ser usadas com sucesso para circuitos de termossifão.



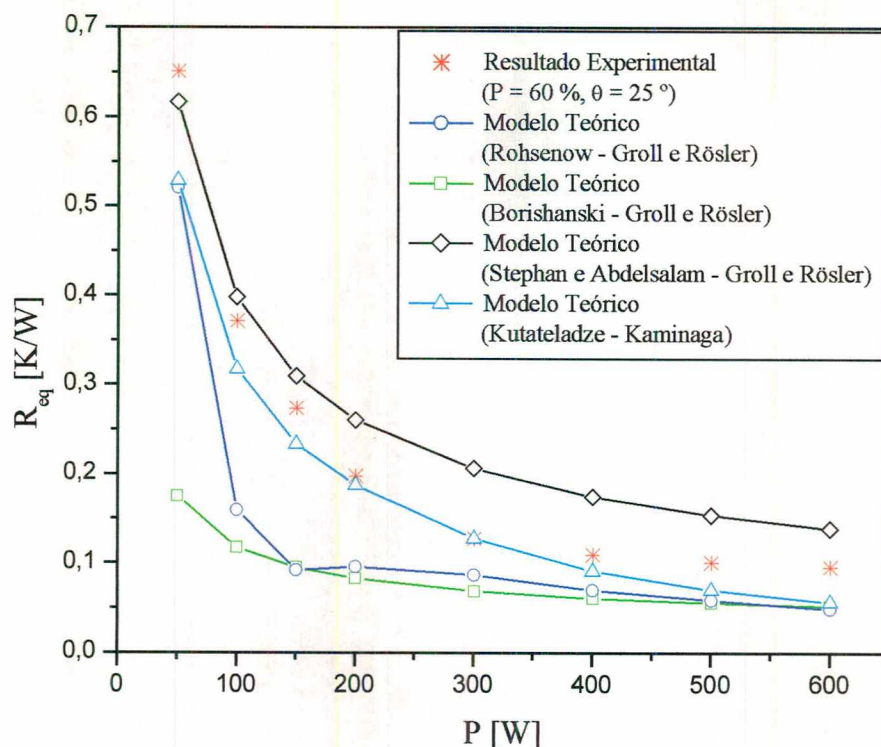


Figura 5.21 - Comparação entre Resultado Experimental e Resultados dos Modelos Teóricos Utilizando-se de Diferentes Correlações

### 5.2.5.2. Comparação Entre Modelos Teórico e Experimental Para os Três Casos Selecionados

Fazendo-se uma comparação entre três diferentes resultados experimentais do circuito de termossifão bifásico e o resultado teórico utilizando-se das correlações de Kutateladze para a ebulição e de Kaminaga para a condensação, tem-se o gráfico representado pela Figura 5.22. Para o resultado experimental onde  $P = 60 \%$ ,  $P^* = 98 \%$  e  $\theta = 25^\circ$ , observa-se uma boa concordância entre os valores experimentais e os teóricos, em toda a faixa intermediária de potência. Para este caso, a diferença entre o modelo e os dados experimentais variou de 0,1 % para a potência de 300 W a 40,8 % para a potência de 600 W, sendo 17,6 % o valor médio



obtido. Este valor pode ser considerado bom, considerando-se a complexidade dos fenômenos de ebulição e de condensação aqui envolvidos. Para os resultados onde  $P = 60 \%$ ,  $P^* = 60 \%$  e  $\theta = 0^\circ$  e onde  $P = 20 \%$ ,  $P^* = 58 \%$  e  $\theta = 25^\circ$ , verifica-se que o modelo teórico subestima os valores experimentais. Estas duas configurações não apresentam a melhor combinação de razão de preenchimento e inclinação, resultando em um valor de resistência térmica equivalente mais elevado e, conseqüentemente, um circuito de termossifão menos eficiente, afastando-se mais das condições experimentais com as quais as correlações foram concebidas.

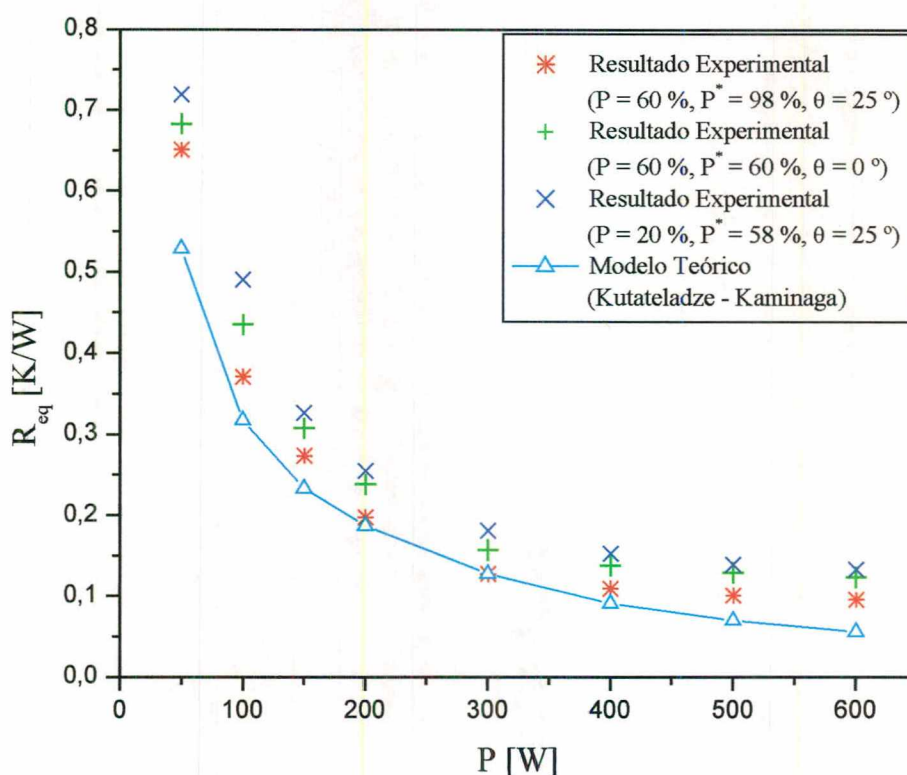


Figura 5.22 - Resultados Experimentais e Resultado do Modelo Teórico Utilizando-se as Correlações de Kutateladze/Kaminaga

### 5.2.6. Comparação Entre Circuito de Termossifão e Termossifão Vertical

Como já observado no Capítulo 2, espera-se que o desempenho dos circuitos de termossifões seja superior aos dos termossifões tradicionais, uma vez que não ocorre o efeito da contracorrente de vapor e líquido. Nesta seção, os resultados obtidos no presente trabalho são comparados com dados obtidos para os termossifões verticais tradicionais mostrados na Figura 5.23. Circuitos de termossifões e termossifões verticais bifásicos foram e continuam sendo estudados no NCTS. Em Nisgoski et al. (2002), a influência de vários parâmetros foram

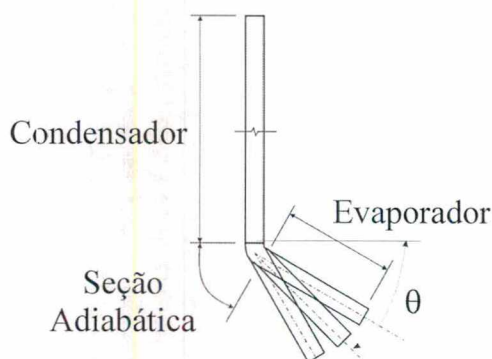


Figura 5.23 - Termossifão Vertical

analisadas e um termossifão vertical com evaporador apresentando uma inclinação de  $45^\circ$  em relação a horizontal, com uma razão de preenchimento de 80 % e com um evaporador de 15 cm de comprimento, foi escolhido como sendo o de melhor performance, dentre os termossifões verticais investigados. A Figura 5.24 apresenta uma comparação entre as resistências experimentais totais do termossifão vertical e do circuito de termossifão, em função da potência aplicada.

Apesar de que ambas as configurações apresentam resistências térmicas semelhantes, percebe-se que, para os dois tipos construtivos de termossifões, o termossifão vertical apresenta uma menor resistência térmica para toda a faixa de potência térmica estudada, mostrando uma melhor performance térmica. A diferença entre as resistências térmicas decresce para a faixa de potência entre 300 e 400 W.

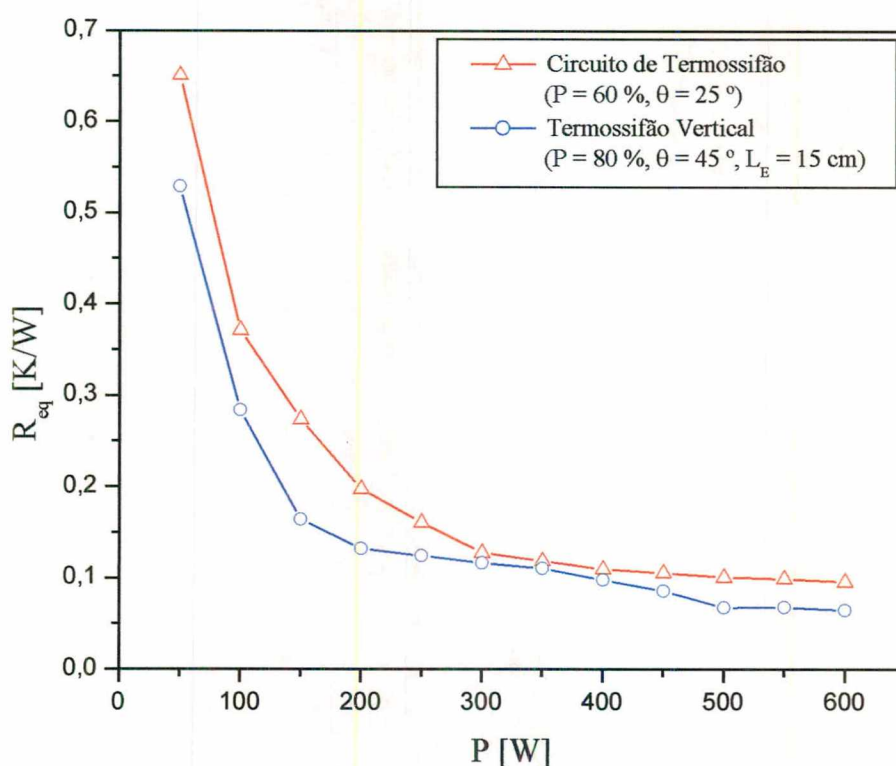


Figura 5.24 - Comparação entre Circuito de Termossifão e Termossifão Vertical

O melhor comportamento do termossifão vertical pode ser justificado de diversas formas. Primeiro, o efeito da contracorrente presente nos termossifões tradicionais pode, em primeira instância, ser positivo, pois provoca uma turbulência no escoamento do fluido condensado descendente, melhorando a performance térmica. Segundo, o líquido e o vapor percorrem maiores percursos dentro dos tubos no circuito de termossifão, surgindo uma força

de atrito contrária ao movimento do fluido que pode ser maior do que o arraste provocado pelo fluxo em contracorrente no termossifão vertical. Terceiro, este circuito de termossifão bifásico descrito, com  $\theta = 25^\circ$  e  $P = 60\%$ , pode não ser a melhor combinação fluido/inclinação possível. Além disto, tubos com diferentes diâmetros podem apresentar melhores performances. Resumindo, pode-se afirmar que outras combinações podem fornecer um melhor rendimento quando comparados aos termossifões verticais.

Deve-se ainda observar que a razão de aspecto, ou seja, a razão entre a largura ( $W$ ) e a altura ( $H$ ) do termossifão, para o circuito testado é igual a 1,04. Visando a obtenção de melhores estabilidades e de um melhor rendimento, Chen (1985) recomenda valores da razão de aspecto diferentes de 1,00 para circuitos de termossifões retangulares. Assim, uma mudança na geometria do “loop” poderia ser efetuada, de forma a aumentar a diferença entre os valores da altura e da largura do circuito de termossifão, para que o valor da razão de aspecto não ficasse próximo de 1,00 objetivando um melhor rendimento deste. É importante lembrar que a geometria escolhida foi baseada na futura aplicação do dispositivo em estudo.

Finalmente, deve-se salientar que os termossifões verticais utilizados na comparação são o resultado de quase cinco anos de pesquisa do NCTS, enquanto que o circuito de termossifão apresentado neste trabalho, está apenas dentre os primeiros a serem construídos e testados neste laboratório.

### 5.3. Conclusões

Neste capítulo foram apresentados e avaliados os resultados teóricos e experimentais obtidos. Observa-se o efeito da inclinação dos aparatos na performance destes, uma vez que estas inclinações afetam a razão de preenchimento do dispositivo. Estas razões devem estar



por volta de 100 % para garantir que a energia fornecida para o evaporador seja aplicada diretamente sobre o fluido e não sobre o vapor, evitando pontos de superaquecimento.

O modelo teórico se mostrou eficiente para a determinação da resistência térmica total do circuito de termossifão quando as correlações de Kutateladze, para o evaporador, e de Kaminaga, para o condensador, foram utilizadas.

---

## CAPÍTULO 6

---

### 6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

#### 6.1. Conclusões

O presente trabalho analisou o funcionamento de um circuito de termossifão bifásico, sujeito às variações dos seguintes parâmetros: potência aplicada no evaporador, temperatura do fluido refrigerante do condensador, inclinação do circuito de termossifão e razão de preenchimento.

Inicialmente foi apresentada uma revisão bibliográfica, visando determinar o estado da arte sobre o estudo de termossifões, abordando suas potenciais aplicações. Até o presente momento, a bibliografia a respeito de circuitos de termossifões bifásicos não é vasta, o que mostra que este é um assunto novo e que tem grande potencial a ser explorado. A utilização do circuito de termossifão bifásico como dispositivo homogeneizador de temperaturas se constitui em uma explicação não encontrada na bibliografia estudada.

Um modelo analítico foi desenvolvido com o auxílio do método das resistências térmicas equivalentes para a determinação da resistência térmica global do dispositivo. Inicialmente montou-se um circuito térmico complexo, que foi sendo simplificado após sucessivas análises, que envolviam principalmente as ordens de grandeza dos parâmetros, até se tornar um modelo bastante simples, cuja comparação com o modelo complexo foi da ordem de 1 %, tomando-se como referência as Figuras 3.3 e 3.10. Diferentes correlações

foram selecionadas da literatura e utilizadas para a avaliação dos coeficientes de transferência de calor internos ao evaporador e ao condensador. As correlações de Kutateladze e de Kaminaga mostraram ser as que melhor predizem o comportamento do circuito de termossifão em estudo para a faixa de potência aplicada entre 150 e 600 W e portanto foram adotadas no modelo teórico desenvolvido. A comparação dos resultados teóricos e experimentais, usando estas correlações é boa, onde a diferença média foi de 17,6 %. Este valor pode ser considerado bom, tendo em vista a complexidade dos fenômenos físicos envolvidos.

Os dados utilizados para a validação do modelo matemático e para a análise experimental de parâmetros foram obtidos a partir de medidas realizadas em um protótipo de vidro e de aço inoxidável, especialmente construídos e testados para o presente estudo. O cálculo da incerteza experimental da resistência térmica manteve-se em valores não maiores do que 1,3 %.

Preliminarmente, supunha-se ser o rendimento de um circuito de termossifão bifásico melhor do que o de um termossifão bifásico fechado, devido a não existência do fluxo em contracorrente no mesmo. Resultados experimentais mostraram que, apesar da performance de ambas as configurações serem bem semelhantes, os termossifões tradicionais apresentam melhores resultados. Isto mostra que os circuitos de termossifões bifásicos ainda necessitam de maiores estudos. Acredita-se que as combinações razão de preenchimento/inclinação estudadas não foram as melhores combinações possíveis, ou seja, combinações com melhor performance provavelmente devam existir. O modelo matemático desenvolvido pode ser usado para estudar uma configuração ótima, mas este estudo foge do escopo do presente trabalho.

Uma redução da eficiência do termossifão foi percebida para valores da razão de preenchimento com inclinação ( $P^*$ ) muito maiores ou menores do que o volume total do

evaporador, isto é, maiores ou menores que 100 %. Valores de preenchimento muito menores que 100 % podem gerar um superaquecimento na seção do evaporador, enquanto que valores maiores dificultam a formação e o escape de bolhas de vapor nesta mesma seção. Assim, concluiu-se que o evaporador deve trabalhar com a razão de preenchimento próximo a 100 %.

Conforme verificado nos testes, deve-se evitar a aplicação de baixas potências no evaporador de circuitos de termossifão, para evitar oscilações de temperatura e pressão, uma vez que estas desaparecem em altos níveis de potência aplicada.

Note-se que, em nenhum instante, verificou-se a presença do fluxo reverso no dispositivo, altamente documentado na literatura, mostrando que a concepção física do dispositivo é correta.

Acredita-se que, com este trabalho, o NCTS adquiriu um embasamento teórico suficiente para que o circuito de termossifão seja seriamente considerado como um dispositivo de transferência de calor, que promoverá um melhor rendimento térmico em fornos de cocção.

## **6.2. Projetos Futuros**

Visando a continuação e o aprimoramento do trabalho aqui apresentado, alguns estudos devem ser desenvolvidos. Um primeiro passo, seria a montagem de um protótipo simulando a seção real de um forno de cocção, onde as paredes do circuito de termossifão seriam isoladas somente em sua parte externa, tendo-se assim os efeitos de convecção natural e radiação na parte interna. Uma possível mudança na geometria do circuito de termossifão também deveria ser estudada, tentando-se estabelecer a melhor configuração adaptável ao forno, que apresentasse um melhor rendimento, por exemplo, através da alteração da razão de aspecto e de diferentes combinações entre a razão de preenchimento e inclinação.



---

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

---

- Bau, H. H. and Torrance, K. E., 1981, "*Transient and Steady Behavior of an Open, Symmetrically-Heated, Free Convection Loop*", International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 24, pp. 597-609.
- Bernier, M. A. and Baliga, B. R., 1992, "*A 1-D/2-D Model and Experimental Results for a Closed-Loop Thermosyphon with Vertical Heat Transfer Sections*", International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 35, pp. 2969-2982.
- Bernier, M. A. and Baliga, B. R., 1993, "*Effects of Heat Losses (or Gains) from Insulated Portions of Closed-Loop Thermosyphons with Vertical Heat Transfer Sections*", Journal of Heat Transfer, Vol. 115, pp. 480-482.
- Bernier, M. A. and Baliga, B. R., 1994, "*Comparison of One-Dimensional Models and 1-D/2-D Model for Closed-Loop Thermosyphons with Vertical Heat Transfer Sections*", Wärme Und Stoffübertragung-Thermo and Fluid Dynamics, Vol. 29, pp. 309-317.
- Borishanski, V. M., 1969, "*Correlation of the Effect of Pressure on the Critical Heat Flux and Heat Transfer Rates using the Theory of Thermodynamic Similarity*", Problems of Heat Transfer and Hydraulics of Two-Phase Media, Pergamon Press, New York, pp.16-37.
- Brost, O., 1996, "*Closed Two-Phase Thermosyphons*", Institut für Kernenergetik und Energiesysteme (IKE), Universität Stuttgart, Germany.
- Carey, V. P., 1992, "*Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena*", Ed. Taylor & Francis.
- Chen, K., 1985, "*On the Oscillatory Instability of Closed-Loop Thermosyphons*", Journal of Heat Transfer, Vol. 107, pp. 826-832.

- Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, "*Convective Boiling and Condensation*", Oxford University Press Inc., New York.
- Creveling, H. F., Paz, J. F. de, Balado, J. Y. and Schoenhals, R. J., 1975, "*Stability Characteristics of a Single-Phase Free Convection Loop*", Journal Fluid Mech, Vol. 67, part 1, pp. 65-84.
- Damerell, P. S. and Schoenhals, R. J., 1979, "*Flow in a Toroidal Thermosyphon with Angular Displacement of Heated and Cooled Sections*", Journal of Heat Transfer, Vol. 101, pp. 672-676.
- Golobič, I. and Ferjančič, K., 1999, "*The Role of Enhanced Coated Surface in Pool Boiling CHF in FC-72*", Proceeding of the Eurotherm Seminar n<sup>o</sup> 63, Single and Two-Phase natural Circulation, pp. 1-9, DITEC - University of Genoa, Italy, 6-8 September.
- Greif, R., Zvirin, Y. and Mertol, A., 1979, "*The Transient and Stability Behavior of a Natural Convection Loop*", Journal of Heat Transfer, Vol. 101, pp. 684-688.
- Groll, M., 1991, "Design and Performance of Heat Pipes and Closed Two-Phase Thermosyphons: an Overview", XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, São Paulo - SP, 11 a 13 de Dezembro.
- Groll, M. and Rösler, S., 1992, "*Operation Principles and Performance of Heat Pipes and Closed Two-Phase Thermosyphons*", Journal Non-Equilibrium Thermodynamics, Vol. 17, pp. 91-151.
- Hart, J. E., 1984, "*A New Analysis of the Closed Loop Thermosyphon*", International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 27, pp. 125-136.
- Holman, J. P., 1994, "*Experimental Methods for Engineers*", 6<sup>th</sup> edition, McGraw-Hill, Inc., United States of America.

- Huang, B. J. and Zelaya, R., 1988, "*Heat Transfer Behavior of a Rectangular Thermosyphon Loop*", Journal of Heat Transfer, Vol. 110, pp. 487-493.
- Incropera, F. P. and Witt, D. P., 1992, "*Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*", Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., Brasil.
- Kaminaga, F., Okamoto, Y. and Suzuki, T., 1992, "*Study on Boiling Heat Transfer Correlation in a Closed Two-Phase Thermosyphon*", 8<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference, Beijing, pp. 1-6.
- Kaminaga, F., Hashimoto, H., Feroz, C., Goto, K. and Matsumura, K., 1997, "*Heat Transfer Characteristics of Evaporation and Condensation in a Two-Phase Closed Thermosyphon*", 10<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference, Stuttgart, pp. 1-6.
- Kim, W. T., Kim, K. S. and Lee, Y., 1998, "*Design of a Two-Phase Loop Thermosyphon for Telecommunications System - Analysis and Simulation*", KSME International Journal, Vol. 12, pp. 942-955.
- Kim, W. T., Song, K. S. and Lee, Y., 1998, "*Design of a Two-Phase Loop Thermosyphon for Telecommunications System - Experiments and Visualization*", KSME International Journal, Vol. 12, pp. 926-941.
- Kupka, A., Mantelli, M. B. H., 2000, "*Estudo Experimental do Comportamento de Termossifões Aplicados a Fornos de Cocção de Pães*", 8<sup>th</sup> Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences, Porto Alegre, Anais em CD Rom.
- Kutateladze, S. S., 1959, "*Heat Transfer in Condensation and Boiling*", AEC-tr-3770, pp. 129.
- Lee, J. S., Rhi, S. H., Kwon, J. H. and Lee, Y., 1999, "*Use of Two-Phase Loop Thermosyphons for Heat Extraction of Enclosed Spaces: Experiment and Analysis*", 11<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference, Tokyo, pp.82-87.

- Lee, Y. and Rhi, S. H., 1999, "*Limitation of Computer Simulation for Two-Phase Closed and Loop Thermosyphons*", 11<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference, Tokyo, pp.31-38.
- Mantelli, M. B. H., Colle, S., Carvalho, R. D. M. and Moraes, D. U.C., 1999, "*Study of Closed Two-Phase Thermosyphons for Bakery Oven Applications*", Proceedings of 33<sup>rd</sup> National Heat Transfer Conference, Albuquerque, pp. 1-8.
- McDonald, T. W., Hwang, K. S. and Diccio, R., 1977, "*Thermosyphon Loop Performance Characteristics: Part 1, Experimental Study*", Ashrae Transactions, Vol. 83, part 2, pp. 250-259.
- Mertol, A., Greif, R. and Zvirin, Y., 1981, "*The Transient, Steady State and Stability Behavior of a Thermosyphon with Throughflow*", International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 24, pp. 621-633.
- Mertol, A., Greif, R. and Zvirin, Y., 1982, "*Two-Dimensional Study of Heat Transfer and Fluid Flow in a Natural Convection Loop*", Journal of Heat Transfer, Vol. 104, pp. 508-514.
- Nam, S. S., Choi, S. B., Kim, J. H. and Kwak, H. Y., 1998, "*Transient Characteristics of a Two-Phase Thermosyphon Loop for Multichip Module*", ETRI Journal, Vol. 20, number 3, pp. 284-300.
- Nisgoski, A. R., Kupka, A., Mantelli, M. B. H. and De Landa, H., 2002, "*Theoretical and Experimental Study of a Two-Phase Vertical and Loop Thermosyphons*", International Heat Pipe Conference 12.
- Pioro, L. S. and Pioro, I. L., 1997, "*Industrial Two-Phase Thermosyphons*", Begell House, Inc., United States of America.
- Rohsenow, W. M., 1962, "*A Method of Correlating Heat Transfer Data for Surface Boiling of Liquids*", Trans. ASME, Vol. 84, pp. 969.



- Scott, R. E., 1960, "*Linear Circuits*", Addison-Wesley Publishing Company, United States of America, pp. 113-117.
- Sen, M., Ramos, E. and Trevino, C., 1985, "*The Toroidal Thermosyphon with Known Heat Flux*", International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 28, pp. 219-233.
- Stephan, K. and Abdelsalam, M., 1980, "*Heat-Transfer Correlations for Natural Convection Boiling*", International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 23, pp. 73-87.
- Torrance, K. E., 1979, "*Open-Loop Thermosyphons with Geological Applications*", Journal of Heat Transfer, Vol. 101, pp. 677-683.
- Van Wylen, G. J. and Sonntag, R. E., 1976, "*Fundamentos da Termodinâmica Clássica*", Ed. Edgard Blücher Ltda., Brasil.
- Vincent, C. C. J. and Kok, J. B. W., 1992, "*Investigation of the Overall Transient Performance of the Industrial Two-Phase Closed Loop Thermosyphon*", International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 35, pp. 1419-1426.
- Zvirin, Y., Jeuck, P. R., Sullivan, C. W. and Duffey, R. B., 1981, "*Experimental and Analytical Investigation of a Natural Circulation System with Parallel Loops*", Journal of Heat Transfer, Vol. 103, pp. 645-652.

---

## APÊNDICE A

---

### Transformação Y- $\Delta$

Resistências em série e em paralelo podem ser combinadas em resistências equivalentes. Contudo, nem todas as malhas de resistências elétricas podem ser reduzidas pela aplicação das fórmulas de resistências em série ou em paralelo.

A transformação Y- $\Delta$  é mais geral do que a série-paralelo, porque ela relaciona o comportamento de uma rede de terminal triplo ao invés de uma rede de terminal duplo. Uma rede Y é composta de três resistências conectadas a um ponto comum O, como mostrado na Figura A.1 - (a). Já uma rede  $\Delta$  consiste de três resistências conectadas em uma forma triangular, como mostrado na Figura A.1 - (b). Quando se está tratando somente com os efeitos destas redes sobre alguma outra rede externa, pode-se encontrar valores de resistências que farão a rede Y e a rede  $\Delta$  equivalentes.

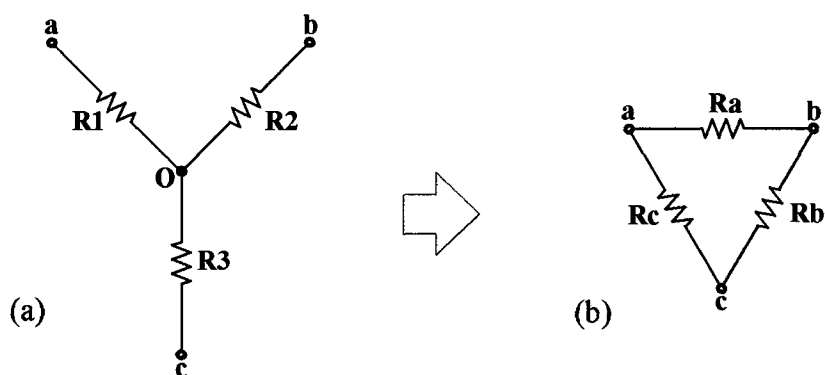


Figura A.1 - (a) Malha Y; (b) Malha  $\Delta$

De acordo com Scott (1960), tem-se para uma transformação Y-Δ, as seguintes resistências equivalentes listadas nas Equações (A.1), (A.2) e (A.3).

$$R_a = \frac{R_1 R_2 + R_2 R_3 + R_3 R_1}{R_3} \quad (\text{A.1})$$

$$R_b = \frac{R_1 R_2 + R_2 R_3 + R_3 R_1}{R_1} \quad (\text{A.2})$$

$$R_c = \frac{R_1 R_2 + R_2 R_3 + R_3 R_1}{R_2} \quad (\text{A.3})$$

---

## APÊNDICE B

---

### Aspectos Construtivos do Aparato Experimental

O suporte metálico da bancada experimental foi construído de tubos *Metallon* de perfil quadrado de 30 x 30 mm. O mesmo pode ser observado na Figura B.1.

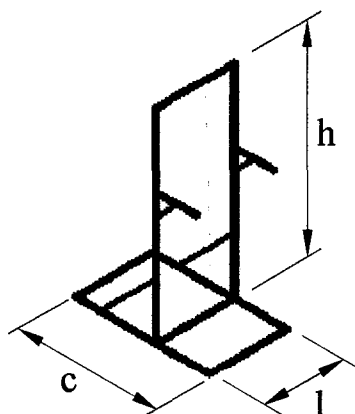


Figura B.1 - Suporte Metálico

Tal suporte foi construído de maneira a permitir seu deslocamento através de 4 rodízios colocados em sua base. Suas dimensões estão descritas na Tabela B.1, logo abaixo.

Tabela B.1 - Dimensões do Suporte Metálico

h	Altura do suporte metálico [mm]	1580
l	Largura do suporte metálico [mm]	620
c	Comprimento do suporte metálico [mm]	1050



Na Tabela B.2, todos os parâmetros utilizados no projeto da bancada experimental com o circuito de termossifão bifásico de vidro e de aço inoxidável podem ser visualizados. As dimensões ( $D_e$ ,  $D_i$ ,  $L$ ,  $H$ ) do circuito de termossifão bifásico construído de vidro e de aço inoxidável são as mesmas.

Tabela B.2 - Parâmetros de Projeto

$D_e$	Diâmetro externo do tubo do termossifão [mm]	14
$D_i$	Diâmetro interno do tubo do termossifão [mm]	11
$L$	Largura do termossifão [mm]	520
$H$	Altura do termossifão [mm]	500
$l_v$	Comprimento do evaporador de vidro [mm]	220
$l_v$	Comprimento do condensador de vidro [mm]	220
$l_t$	Comprimento do evaporador do tubo de aço inoxidável [mm]	300
$l_t$	Comprimento do condensador do tubo de aço inoxidável [mm]	300
$l_a$	Comprimento da seção adiabática [mm]	1040
$d_{lr}$	Diâmetro externo da lã de rocha [mm]	80
$d_{pe}$	Diâmetro externo do poliestireno expandido [mm]	30
$k_t$	Condutividade térmica do aço inoxidável [W/m.K]	13,4
$k_{lr}$	Condutividade térmica da lã de rocha [W/m.K]	0,035
$k_{pe}$	Condutividade térmica do poliestireno expandido [W/m.K]	0,027
$A_{st}$	Área da seção transversal do tubo de aço inoxidável [mm <sup>2</sup> ]	58,87
$A_E$	Área do evaporador [mm <sup>2</sup> ]	10362
$T_{amb}$	Temperatura ambiente [°C]	28
$p_{atm}$	Pressão atmosférica [kPa]	101,3

$\bar{T}_{ext}$	Temperatura média da parede externa do isolamento do evaporador [°C]	30,0
$p_{sat}$	Pressão de saturação [kPa]	56,0*
$\bar{T}_E$	Temperatura média da seção do evaporador [°C]	117,9*
$g$	Aceleração da gravidade [m <sup>2</sup> /s]	9,8
$P$	Razão de preenchimento do circuito de termossifão [%]	20; 60
$\theta$	Ângulo de inclinação da bancada [°]	0; 15; 25; 35

\* Valores que variam de acordo com a configuração do circuito de termossifão e com a potência aplicada. Para o devido exemplo, tem-se a partir dos gráficos das Figuras 5.9 e 5.10, valores calculados para o termossifão com uma razão de preenchimento de 60 %, inclinação de 25 ° e com uma potência aplicada de 600 W na seção do evaporador.

---

## APÊNDICE C

---

### Determinação do Título

Pode-se definir título como a razão entre a massa do vapor e a massa total, líquido mais vapor, ( $X = m_v/m_{total}$ ), quando uma substância está no estado de saturação. O volume específico, por sua vez, é a soma do volume específico de líquido e de vapor. Assim, o volume do líquido é dado por:

$$V_L = (1 - X)v_L \quad (C.1)$$

Já o volume do vapor é dado pela equação:

$$V_v = X v_v \quad (C.2)$$

Logo, o volume específico ( $v$ ) é dado por:

$$v = X v_v + (1 - X)v_L \quad (C.3)$$

Desenvolvendo-se a Equação (C.3) e utilizando-se as tabelas termodinâmicas, verifica-se que as pressões dentro do circuito de termossifão bifásico e no ambiente,  $p_L$  e  $p_{amb}$ , respectivamente, são maiores que a pressão de saturação ( $p_{sat}$ ) da água na temperatura

ambiente. Com isto, tem-se líquido comprimido para o fluido de trabalho, tanto na temperatura ambiente antes do carregamento como após o carregamento. Da termodinâmica, verificam-se pequenas variações no volume específico, para níveis de temperatura próximos da temperatura ambiente. Logo, pode-se escrever:

$$v_{1v} \cong v_{2v} \quad (C.4)$$

$$v_{1L} \cong v_{2L} \quad (C.5)$$

Com isto, a Equação (C.3) pode agora ser rescrita como:

$$v_2 = X v_{1v} + (1 - X)v_{1L} \quad (C.6)$$

O volume específico no estado final pode ser escrito como:

$$v_2 = \frac{V_2}{m_2} \quad (C.7)$$

Da equação da conservação da massa, tem-se que a massa no estado inicial e a no estado final são iguais. Assim, a Equação (C.6) pode ser escrita como:

$$\frac{V_2}{m_1} = X v_{1v} + (1 - X)v_{1L} \quad (C.8)$$

Finalmente, da Equação (C.8), tem-se o título final do carregamento do circuito de termossifão bifásico:

$$X = \frac{\frac{V_2}{m_1} - v_{1L}}{v_{1v} - v_{1L}} \quad (\text{C.9})$$



---

## APÊNDICE D

---

### Incerteza Experimental da Resistência Térmica

Uma análise da incerteza experimental da resistência térmica equivalente final relativa ao circuito de termossifão bifásico pode ser efetuada segundo Holman (1994). O método é baseado em uma especificação cuidadosa das incertezas nas várias medidas experimentais preliminares. A incerteza no resultado da resistência térmica é uma função das incertezas das variáveis independentes  $w_1$ ,  $w_2$ ,  $w_3$ ,  $w_4$  e  $w_5$ . Se as incertezas nas variáveis independentes forem todas dadas com as mesmas probabilidades, então a incerteza da resistência térmica global, dada por:  $R = \frac{\bar{T}_E - \bar{T}_C}{Q}$ , é determinada por:

$$w_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial \bar{T}_E} \frac{w_1}{n_1} \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial \bar{T}_C} \frac{w_2}{n_2} \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial Q} w_3 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (D.1)$$

onde:  $w_R$  = incerteza experimental da resistência térmica;

$w_1$  = incerteza experimental do termopar do evaporador;

$w_2$  = incerteza experimental do termopar do condensador;

$w_3$  = incerteza experimental da potência aplicada;

$n_1$  = número de termopares no evaporador;

$n_2$  = número de termopares no condensador.

Desenvolvendo-se a expressão anterior, tem-se:

$$w_R = \left[ \left( \frac{1}{Q} \frac{w_1}{n_1} \right)^2 + \left( \frac{1}{Q} \frac{w_2}{n_2} \right)^2 + \left( \frac{1}{Q^2} (\bar{T}_E - \bar{T}_C) w_3 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (D.2)$$

Os valores de  $w_1$  e  $w_2$  são dados na Tabela D.1, enquanto que o valor de  $w_3$ , relativo a incerteza experimental na medida da potência térmica transferida, precisa ser determinado. Assim, adotando-se o mesmo procedimento, tem-se para  $Q = U i$ :

$$w_3 = \left[ \left( \frac{\partial Q}{\partial i} w_4 \right)^2 + \left( \frac{\partial Q}{\partial U} w_5 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (D.3)$$

Manipulando-se algebricamente, tem-se que:

$$w_3 = \left[ (U w_4)^2 + (i w_5)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (D.4)$$

onde:  $w_4$  = incerteza experimental da corrente elétrica;

$w_5$  = incerteza experimental da voltagem.

Nota-se então, que o valor de  $w_3$ , será diferente para cada potência aplicada no evaporador, o que ocasionará diferentes incertezas no resultado final da resistência térmica a ser calculada.

Assim, a incerteza experimental da resistência térmica é dada por:

$$w_R = \left[ \left( \frac{1}{Q} \frac{w_1}{n_1} \right)^2 + \left( \frac{1}{Q} \frac{w_2}{n_2} \right)^2 + \left\{ \frac{1}{Q^2} (\bar{T}_E - \bar{T}_C) \left[ (U w_4)^2 + (i w_5)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (D.5)$$

Os valores das incertezas das medidas experimentais obtidas e já mencionadas anteriormente ao longo do texto são reproduzidas na Tabela D.1.

Tabela D.1 - Incertezas das Medidas Experimentais

$w_1$	1,0 °C
$w_2$	1,0 °C
$w_4$	0,01 A
$w_5$	0,1 V

Assim, a equação para a incerteza experimental da resistência térmica é dada por:

$$w_R = \left[ \left( \frac{1,0}{8 Q} \right)^2 + \left( \frac{1,0}{3 Q} \right)^2 + \left\{ \frac{1}{Q^2} (\bar{T}_E - \bar{T}_C) \left[ (0,01 U)^2 + (0,1 i)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (D.6)$$

Note-se que, até o momento, toda energia gerada pelo aquecedor é considerada transferida pelo circuito de termossifão. Isto não corresponde à realidade, conforme mostrado no Apêndice E. Esta hipótese leva a um erro máximo de 2,3 % na determinação do valor da potência transferida. Este erro propagado na determinação da resistência térmica equivalente ( $R_{eq}$ ) representa valores inferiores a 1,3 %. Este valor será adotado, em favor da segurança, sendo que então a expressão final é:

$$\begin{aligned}
 w_R = & \left[ \left( \frac{1,0}{8 (Q_{total} - Q_{perdas})} \right)^2 + \left( \frac{1,0}{3 (Q_{total} - Q_{perdas})} \right)^2 + \right. \\
 & \left. + \left\{ \frac{1}{(Q_{total} - Q_{perdas})^2} (\bar{T}_E - \bar{T}_C) \left[ (0,01 U)^2 + (0,1 i)^2 + (0,023)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (D.7)
 \end{aligned}$$

## APÊNDICE E

### Perdas Térmicas

Neste apêndice as perdas térmicas que ocorrem na seção adiabática e no evaporador são estimadas. Nas Figuras E.1 e E.2 podem ser visualizados os cortes de tais seções, bem como a resistência térmica associada aos isolamentos, mais especificamente as resistências térmicas do isolamento de poliestireno expandido ( $R_{pe}$ ) e do isolamento de lã de rocha ( $R_{lr}$ ).

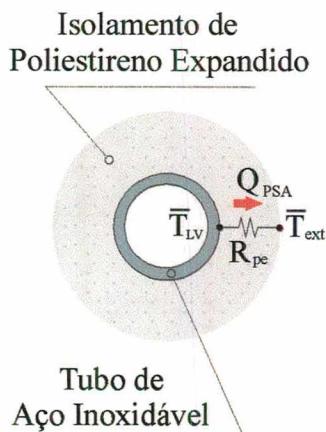


Figura E.1 - Corte da Seção Adiabática

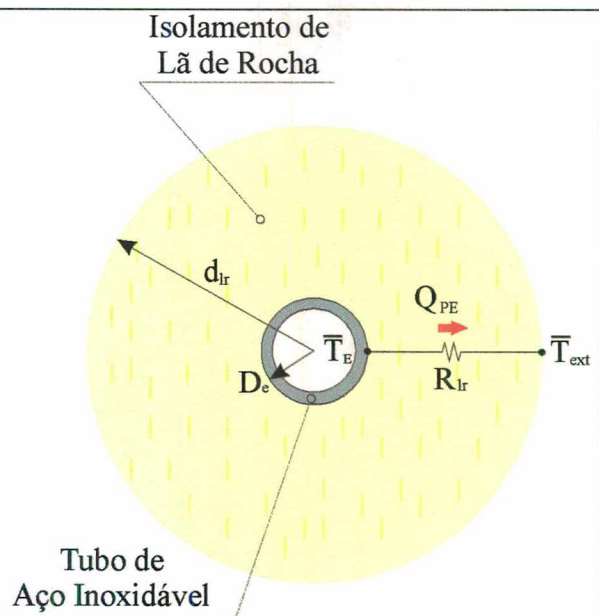


Figura E.2 - Corte do Evaporador

Tomando-se como exemplo a seção do evaporador, Figura E.2, para uma potência aplicada de 600 W e para uma temperatura média da parede externa do evaporador ( $\bar{T}_E$ ), de



acordo com a Figura 5.10, igual a 117,9 °C para o caso  $P = 60 \%$  e  $\theta = 25^\circ$ , usando as expressões para a resistência térmica por condução em uma parede cilíndrica:

$$R_{lr} = \frac{\ln\left(\frac{d_{lr}}{D_e}\right)}{2\pi l_t k_{lr}} \quad (E.1)$$

Tem-se a potência térmica perdida para o meio ambiente dada por:

$$Q_{PE} = \frac{\bar{T}_E - \bar{T}_{ext}}{R_{lr}} \quad (E.2)$$

A Tabela E.1 apresenta os valores das resistências dos isolantes térmicos, assim como os valores das potências perdidas para o meio.

Tabela E.1 - Resistências e Perdas Térmicas

Seção Adiabática	Evaporador
$R_{pe} = 4,3 \text{ K/W}$	$R_{lr} = 26,4 \text{ K/W}$
$Q_{PSA} = 11,5 \text{ W}$	$Q_{PE} = 2,5 \text{ W}$

Para o exemplo de uma potência aplicada de 600 W, que corresponde ao caso mais crítico, tem-se o valor de 14 W de potência perdida ao longo de todo o termossifão, ou seja, uma perda igual a 2,3 % do valor total.